



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV PROCESNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF PROCESS ENGINEERING

**DISTRIBUCE TOKU V ZAŘÍZENÍCH S HUSTÝMI SVAZKY
TRUBEK**

FLOW DISTRIBUTION IN EQUIPMENT WITH DENSE TUBE BUNDLES

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Dominika Fialová

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Vojtěch Turek, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav procesního inženýrství
Studentka: **Bc. Dominika Fialová**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Procesní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Vojtěch Turek, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Distribuce toku v zařízeních s hustými svazky trubek

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

V zařízeních na výměnu tepla obsahujících husté svazky trubek je nutné zajistit, aby pracovní látka protékající trubkami svazku byla rozdělena rovnoměrně, tedy aby každou z trubek protékalo zhruba stejné množství tekutiny. Pokud tomu tak není, nejsou stěny trubek s nízkým průtokem dostatečně ochlazovány proudící tekutinou a trpí nadměrným tepelným zatížením, v jehož důsledku je trubkový systém pak také namáhán mechanicky vlivem nerovnoměrných teplotních dilatací. S ohledem na sníženou průtočnou rychlost pracovní látky dochází navíc často k intenzivnějšímu zanášení, což má mimo jiné za následek snížení výkonu zařízení. Kombinace výše zmíněných vlivů pak může vyústit až v úplné zničení trubkového svazku.

Cíle diplomové práce:

- (1) Seznámit se s problematikou distribuce pracovních látek v zařízeních s hustými svazky trubek a s modelováním proudění v paralelních distribučních systémech pomocí výpočtové dynamiky tekutin (CFD).
- (2) Provést CFD analýzu proudění u několika paralelních distribučních systémů s různě hustými svazky trubek.
- (3) Statisticky vyhodnotit výsledky analýz a porovnat je s údaji získanými pomocí aplikace využívající zjednodušený CFD model.

Seznam doporučené literatury:

ANSYS, INC. (2015a) ANSYS Fluent Theory Guide, Release 16.1, ANSYS, Inc., Canonsburg, PA, USA.

ANSYS, INC. (2015b) ANSYS Fluent User's Guide, Release 16.1, ANSYS, Inc., Canonsburg, PA, USA.

BLEVINS R. (2003) Applied Fluid Dynamics Handbook, reprinted and corrected edition, Krieger Publishing Company, Malabar, FL, USA.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Petr Stehlík, CSc., dr. h. c.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Silná nerovnoměrnost toku nepříznivě ovlivňuje výkon zařízení s hustými svazky trubek, navíc může vést k řadě provozních potíží. Tato práce se proto zaměřila na analýzu proudění tekutin v kompletních distribučních systémech pomocí výpočetní dynamiky tekutin (CFD). Data získaná ze simulací v programu ANSYS Fluent byla dále statisticky analyzována. Zkoumán byl vliv uspořádání systému, parametrů trubkového svazku a provozních parametrů na nerovnoměrnost distribuce toku a tlakovou ztrátu. Ze simulací vyplývá, že z hlediska distribuce toku i tlakových ztrát je uspořádání systému zcela zásadní charakteristikou. Data získaná pomocí klasických CFD výpočtů byla dále porovnána s výsledky zjednodušeného CFD modelování u tří vybraných distribučních systémů. Zjednodušené CFD modely lze vzhledem k jejich výrazně nižší výpočtové náročnosti využít v optimalizačních algoritmech nebo také při řešení úvodní fáze návrhu zařízení. Práce dále popisuje vyvinutý simulační nástroj, který je založen na zjednodušeném CFD modelování. Tento je sice stále ve fázi vývoje, ale výsledky jsou velmi slibné.

Klíčová slova

CFD, distribuce toku, hustý svazek trubek, tlaková ztráta, zjednodušený 3D CFD model

Abstract

Significant maldistribution negatively influences performance of equipment containing dense tube bundles and, moreover, it can cause a wide range of operating issues. This thesis therefore focuses on analysis of fluid flow in complete distribution systems via computational fluid dynamics (CFD). Data obtained from simulations carried out using the software ANSYS Fluent were also statistically analysed. Influence of system arrangement, tube bundle parameters and operating parameters on flow distribution non-uniformity and pressure drop was investigated. According to the results, system arrangement is the crucial differentiating parameter in terms of flow distribution as well as pressure drop. Additionally, data obtained via the classical CFD approach were compared with those yielded by a simplified CFD model for three selected distribution systems. Simplified CFD approach can – given its low computational demand – be utilised in optimization algorithms as well as in the course of the initial stage of equipment design process. Furthermore, this thesis discusses a simulation tool which is based on the simplified CFD approach. Although this tool is still being developed, the results it yields are very promising.

Key words

CFD, flow distribution, dense tube bundle, pressure drop, simplified 3D CFD model

FIALOVÁ, D. *Distribuce toku v zařízeních s hustými svazky trubek*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2017. 62 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Vojtěch Turek, Ph.D..

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma *Distribuce toku v zařízeních s hustými svazky trubek* vypracovala samostatně pod odborným vedením Ing. Vojtěcha Turka, Ph.D. a že všechny podklady jsou uvedeny v seznamu použitých zdrojů.

Dominika Fialová

Ráda bych poděkovala všem, kteří mi s tvorbou této práce pomáhali. Jmenovitě doc. Ing. Jiřímu Hájkovi, Ph.D. za cenné rady při řešení podivné turbulence a Ing. Pavlu Hrabcovi za statisticky významnou pomoc. V neposlední řadě pak mému vedoucímu Ing. Vojtěchu Turkovi, Ph.D. za věnovaný čas a ochotu pomoci s obsahem i formou práce.

Dominika Fialová

Obsah

1	Úvod	1
1.1	Cíle práce	1
2	Distribuce pracovních látek v zařízeních	3
2.1	Hodnocení distribuce toku	4
2.2	Provozní problémy	7
2.2.1	Zpětný tok	9
2.2.2	Zanášení a stagnační zóny	9
2.2.3	Nestabilní průtok	10
3	Modelované distribuční systémy	13
3.1	Uspořádání systémů	15
3.2	Svazky trubek	15
3.3	Předpoklady	16
4	Nastavení CFD modelů	17
4.1	Geometrie	17
4.2	Výpočetní síť	17
4.2.1	Hodnocení kvality výpočetní sítě	19
4.3	Simulace	19
4.4	Hodnocení konvergence	21
5	Výsledky	23
5.1	Vliv uspořádání systému	23
5.2	Vliv parametrů trubkového svazku	28
5.2.1	Vliv počtu trubek	28
5.2.2	Vliv počtu řad	34
5.2.3	Vliv rozložení trubek	35
5.3	Vliv provozních parametrů	35
5.3.1	Vliv média	36
5.3.2	Vliv hmotnostního průtoku	36
5.3.3	Vliv Reynoldsova čísla v trubkách	42
6	Zjednodušený CFD model	47
6.1	Porovnání zjednodušeného modelu a klasického CFD	49
7	Závěr	55

Seznam zdrojů	57
Seznam použitých symbolů a zkratek	61

Úvod

U zařízení na výměnu tepla obsahujících husté svazky trubek je klíčové co nejrovnoměrněji rozdělení tekutiny do jednotlivých trubek, tedy aby v ideálním případě protékalo každou trubkou stejné množství pracovní látky. Je-li naopak distribuce toku silně nerovnoměrná, materiál trubek trpí nadměrným tepelným zatížením. To je způsobeno nedostatečným ochlazováním stěn trubek při nízkém průtoku média. Různý průtok jednotlivými trubkami je také příčinou nerovnoměrných teplotních dilatací trubkového svazku. V místech s nízkou průtočnou rychlostí tekutiny, která bývají označována jako stagnační zóny, dochází k intenzivnějšímu zanášení nečistotami. Pakliže je pracovní látka chemicky agresivní, jsou tato místa také více ohrožena korozí. Všechny tyto jevy mají za následek snížení výkonu zařízení a jeho nižší životnost.

Z výše uvedeného je patrné, že pro eliminaci provozních potíží je klíčová právě distribuce pracovní látky. Měření distribuce toku (hmotnostních průtoků v jednotlivých větvích) není u velkých systémů, které běžně obsahují stovky dílčích proudů, zrovna triviální záležitost, ne-li zcela nemožná. Z tohoto důvodu je často využíváno modelování proudění pomocí výpočtové dynamiky tekutin (CFD). Díky tomuto přístupu lze „změřit“ hmotnostní tok média, rychlostní a tlakové profily v libovolném místě geometrie.

Přes řadu předností, čítající v neposlední řadě dobrou shodu výsledků simulací s reálným experimentem, nemusí být použití detailních CFD analýz vždy výhodné. Zvláště v úvodní fázi návrhu zařízení, kdy je vybíráno z desítek či stovek možných konfigurací systému, by bylo takového řešení neúměrně drahé. Alternativou pro simulaci chování systému jsou nejrůznější zjednodušené modely – kvazi-1D (využívané např. Pustylík et al., 2010), 2D nebo kvazi-3D (viz kupříkladu Turek et al., 2015). Kvůli řadě zjednodušujících předpokladů však bývají mnohem méně flexibilní než klasické CFD metody.

Přijatelným kompromisem by mohl být vyvíjený simulační nástroj využívající zjednodušený 3D CFD model (Turek et al., 2016). Cílem aplikace je poskytnout dostatečně přesná data o distribuci toku za relativně krátký výpočetní čas ve srovnání s klasickými CFD analýzami a naopak možnost širšího využití oproti výše zmíněným zjednodušeným modelům.

1.1 Cíle práce

Problematickou distribuce pracovních látek v různých zařízeních se zabývá celá řada autorů již dlouhou dobu. V této práci jsem se zaměřila na zařízení s hustými svazky trubek, resp. paralelní distribuční systémy skládající se z distributoru, trubkového svazku a kolektoru. Adiabatické proudění stlačitelného (vzduch) a nestlačitelného (voda) média bylo simulováno pomocí výpočtové dynamiky tekutin (CFD) u 65 modelů, které se lišily především uspořádáním systému (tzv. „U“, „Z“ a „T“),

počtem trubek (20–80) a jejich rozložením ve svazku (v zákrytu, prostřídane a prostřídane volně). Cílem bylo provést stacionární i nestacionární CFD analýzy v programu ANSYS Fluent (ANSYS Inc., 2016b) a takto získané informace o chování systémů následně statisticky vyhodnotit. U tří vybraných distribučních systémů posloužily výsledky z klasického vícerozměrného modelování pro porovnání s údaji získanými pomocí aplikace (Turek et al., 2016) využívající zjednodušený 3D CFD model.

Distribuce pracovních látek v zařízeních

Řada procesů vyžaduje rozdělování a opětovné slučování proudů kupříkladu pro efektivnější přenos tepla nebo průběh chemických reakcí. Z hlediska přenosu tepla je nejtypičtější aplikací tepelný výměník. Nejčastější provedení těchto zařízení – trubkové a kompaktní výměníky – rozdělují pracovní látku do mnoha paralelních proudů. Rovnoměrná distribuce pracovních médií významně ovlivňuje funkci a životnost zařízení. Přestože se problematice distribuce látek věnuje nemalé množství prací již dlouhou dobu (za průkopníky bývá označován kolektiv autorů Acrivos, Babcock, Pigford s prací z roku 1959), stále je toto téma velmi aktuální díky snaze o intenzifikaci procesů a úsporu energií.

Zmínění Acrivos et al. (1959) se věnovali pouze rozdělení, případně sloučení proudů vzduchu, nikoli komplexnímu systému, ve kterém dochází k rozdělení i sloučení toku média. Jedni z dalších autorů jsou Pigford et al. (1983), kteří se již zabývali ucelenými systémy s paralelním tokem vzduchu (tzv. Z-uspořádáním, jak bude popsáno v následující kapitole) a paralelním obráceným tokem vzduchu (U-uspořádání). Pigford et al. (1983) dospěli k závěrům, že tok vzduchu v U-uspořádání je rovnoměrnější než v případě Z-uspořádání. T-uspořádání, kdy je vstupní hrdlo umístěno kolmo na osu hlavního kanálu, má dle (Lalot et al., 1999) za následek silně nerovnoměrnou distribuci toku. Jedním z jejich návrhů bylo použití perforované přepážky pro dosažení rovnoměrnějšího rozložení tekutiny. Použití přepážky pro dosažení cílové distribuce toku navrhli i Wei et al. (2015) a vyvíjený algoritmus následně ověřili na experimentálním zařízení s mikrokanály, jak uvádějí v (Wei et al., 2016). Distribuci toku v chladicím mikrosystému se zabývali i Kumaran et al. (2013), avšak z hlediska testování různých tvarů distributorů u prototypového zařízení a numerického modelu (simulace pomocí výpočtové dynamiky tekutin, CFD). Látky v mikrosystémech musí být nezanášivé s vysokou čistotou, uplatnění tyto systémy nalézají především v elektronice (Anbumeenakshi & Thansekhar, 2016).

Přednost postupu prezentovaného v (Kumaran et al., 2013) – zároveň prováděných reálných experimentů a simulací v CFD programu – tkví v poskytnutí velmi kvalitních, ověřených dat; je však možný pouze u omezeného počtu testovaných geometrií. V případě rozsáhlejších studií s různými geometrickými konfiguracemi bývají CFD modely ověřovány pouze na malém počtu prototypů (viz např. Gandhi et al., 2012). Nabízí se tedy obrácený postup – využití výsledků CFD výpočtů při troubleshootingu (Stehlík, 2011) a úpravě částí již existujících zařízení (Facão, 2016). Výhodou CFD simulací je možnost nahlédnutí „dovnitř“ aparátu i v místech, kde by bylo měření velmi obtížné nebo nemožné. Často je cílem modifikací geometrie apod. zvýšit výkon stávajícího zařízení a zefektivnit provoz. Při šetření vlivu jednotlivých veličin na výkon zařízení lze využít parametrických analýz (Khaled et al., 2016), které jsou v nejnovějších verzích CFD programů (např. ANSYS Inc., 2016c) do

určité míry automatizovány bez nutnosti dalších větších zásahů uživatele.

Přes výraznou výhodu 3D simulací pomocí CFD softwarů, tedy dobrou shodu výsledků s reálnými experimenty (viz dříve uvedený Facão, 2016, jenž použil naměřená data k validaci modelu pro optimalizaci tvaru hlavních kanálů slunečního kolektoru; nebo Kumaran et al., 2013, kteří takto testovali mikrokanály s U-uspořádáním a čtvercovým nebo trojúhelníkovitým tvarem distributoru), je jejich využití limitováno vysokou výpočtovou náročností. Zvláště u rozsáhlých geometrií s velkými výpočetními sítěmi (jako např. v Galindo-García et al., 2014) mohou výpočty trvat velmi dlouho i při využití clusteru – řádově jednotky až desítky dnů. Další nevýhodou je menší geometrická variabilita těchto úloh, kdy s každou změnou geometrie je třeba vytvořit nový výpočetní model.

Možnou alternativou pro simulaci distribuce toku jsou zjednodušené kvazi-1D modely představené např. na případu výměníku s U-trubkami v práci (Turek et al., 2011). Pustylík et al. (2010) využili kvazi-1D modelů pro zkoumání nerovnoměrnosti distribuce dvoufázového toku v paralelních systémech a jejich náchylnosti k tvorbě stagnačních zón pouze s kapalinou. Jednotlivé kanály, ze kterých se paralelní distribuční systém skládá, jsou v takovýchto modelech nahrazeny 1D prvky (dva uzly sítě spojené hranou). Kvůli značným geometrickým zjednodušením jsou kvazi-1D modely silně „specializované“ (navázané na konkrétní aplikaci) a je nutné je pečlivě ověřit, nejlépe pomocí naměřených dat z experimentů na prototypu nebo z provozu zařízení.

Další možností jsou 2D (kvazi-3D) modely (Turek et al., 2015), které lépe postihují distribuci pracovní látky v zařízeních s hustými svazky trubek, protože jsou schopny zohlednit rozložení trubek do několika řad bez přesazení i s přesazením trubek. Nevýhodou těchto modelů je horší aplikovatelnost na širší spektrum geometrií distribučních systémů. Žádaný kompromis přesnosti získaných dat za přijatelnou cenu (výpočetní čas) by mohly poskytnout zjednodušené 3D CFD modely (viz např. Turek et al., 2016). Jeden z nich bude diskutován v kapitole 6 na straně 47.

2.1 Hodnocení distribuce toku

Ohledně posouzení distribuce pracovní látky v paralelních systémech nejsou autoři jednotní. Distribuční kritéria nejčastěji hodnotí nerovnoměrnost toku na základě hmotnostních či objemových průtoků nebo rychlostí v jednotlivých větvích a základní rozdíl tkví v tom, zda je nerovnoměrnost toku posuzována pro každou větev zvlášť, nebo je získána jediná hodnota pro celý distribuční systém.

V prvním případě má každá konfigurace N hodnot pro posouzení distribuce toku, dle počtu větví paralelního distribučního systému. Pokud se u testovaných modelů mění např. provozní parametry, ale počet větví je stejný, umožňují tato kritéria snadné grafické porovnání, jak ukazují ve své práci Gandhi et al. (2012) pomocí procentuální míry nerovnoměrnosti toku v trubkách, E_t . Ve vztahu (2.1) figuruje hmotnostní průtok v i té trubce, \dot{m}_i , a průměrný hmotnostní průtok v trubce, \dot{m}_{avg} .

$$E_t = \frac{\dot{m}_i - \dot{m}_{avg}}{\dot{m}_{avg}} \cdot 100 \quad (2.1)$$

Častěji je však pro hodnocení distribuce toku vyžadováno jedno číslo. V takovém případě je potřeba vyřešit, jak adekvátně nahradit N hodnot jedinou – například dosaženým maximem, minimem, střední hodnotou či poměrem nejvyšší a nejnižší hodnoty. Pokud u testovaného modelu dochází k provozním potížím (ucpání jedné z větví, zpětný tok), mohou některá takto upravená kritéria selhat. Kupříkladu velikost poměru DC – *division criterion* – (2.2) bezrozměrných objemových průtoků V'_i , které lze získat pomocí vztahu (2.3) představeného v (Bava & Furbo, 2016), se může blížit $\pm\infty$, pokud se průtok některou z větví blíží k nule.

$$DC = \frac{\max_i \{ \dot{V}'_i \}}{\min_i \{ \dot{V}'_i \}} \quad (2.2)$$

$$\dot{V}'_i = \frac{\dot{V}_i \cdot N}{\sum_{i=1}^N \dot{V}_i} \quad (2.3)$$

Zhang & Li (2003), kteří se zabývali distribucí toku v deskových výměnících s dvoustupňovým distributorem, použili pro vyhodnocování celkové nerovnoměrnosti toku rychlostní kritérium, S . To se dle vztahu (2.4) vypočítá jako součet absolutních hodnot relativních odchylek rychlostí v jednotlivých větvích, u_i , od průměrné rychlosti ve všech N větvích, u_{avg} . Toto kritérium je poměrně málo náchylné na ojedinělé odlehle hodnoty, které mohou být způsobeny např. zanesením některé větve distribučního systému.

$$S = \sum_{i=1}^N \left| \frac{u_i - u_{avg}}{u_{avg}} \right| \quad (2.4)$$

Poněkud citlivější rychlostní kritérium (2.5) uvažovali Jiao et al. (2003). V podstatě se jedná o variační koeficient, kdy je výběrová směrodatná odchylka rychlosti podělena průměrnou rychlostí v paralelních větvích systému. Pod názvem *deviation factor*, DF, použili stejné kritérium – ovšem s hmotnostními průtoky (2.6) – i Wei et al. (2015) při modelování a vyhodnocování cílové distribuce toku v mini-systémech. Naopak Facão (2016) v použitém vzorci (2.7) pro výpočet nerovnoměrnosti hmotnostních průtoků, $\Delta \dot{m}$, definici výběrové směrodatné odchylky ze statistiky nevyužil.

$$S' = \left[\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N \left(\frac{u_i - u_{avg}}{u_{avg}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.5)$$

$$DF = \left[\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N \left(\frac{\dot{m}_i - \dot{m}_{id}}{\dot{m}_{id}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.6)$$

$$\Delta \dot{m} = \frac{N}{\dot{m} \cdot (N-1)} \left[\sum_{i=1}^N \left(\dot{m}_i - \frac{\dot{m}}{N} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.7)$$

Přes větší či menší rozdíly všechna výše zmíněná kritéria vyjadřují odchýlení distribuce toku v modelovaném systému od ideálního případu (rovnoměrného rozdělení), kdy jsou ve větvích stejné rychlosti proudění, resp. kdy každou větví protéká stejné množství tekutiny. Odlišný přístup zvolili Matheswaran et al. (2016), kteří hodnotili rozkolísanost distribuce toku, Φ , v paralelním systému. Rozdíl objemového průtoku v i té větvi, \dot{V}_i , a ideálního průtoku, \dot{V}_{id} , porovnávali s celkovým objemovým průtokem, \dot{V} .

$$\Phi = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left(\frac{\dot{V}_i - \dot{V}_{id}}{\dot{V}} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.8)$$

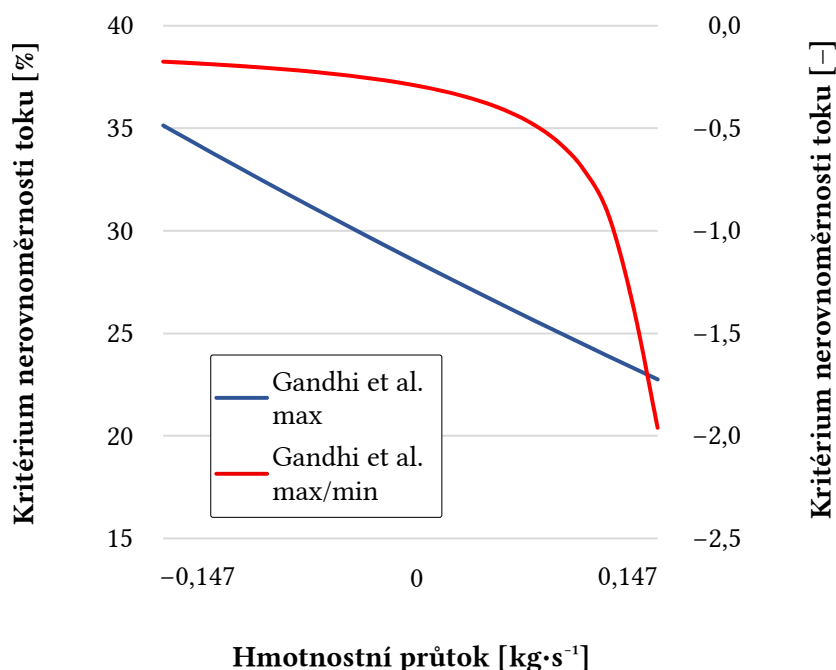
V této práci budou prezentovány výsledky nerovnoměrnosti distribuce toku pomocí procentuálně vyjádřeného variačního koeficientu (s využitím směrodatné odchylky), δ , který byl použit např. i dvojicí Anbumeenakshi & Thansekhar (2016). Toto kritérium (dále označované RSD, *relative standard deviation*) porovnává průtoky jednotlivými trubkami, \dot{m}_i , s průtokem při ideálním (rovnoměrném) rozdělení tekutiny do svazku s N trubkami, \dot{m}_{id} .

$$\delta = \frac{100}{\dot{m}_{id}} \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\dot{m}_i - \dot{m}_{id})^2 \right]^{1/2} \quad (2.9)$$

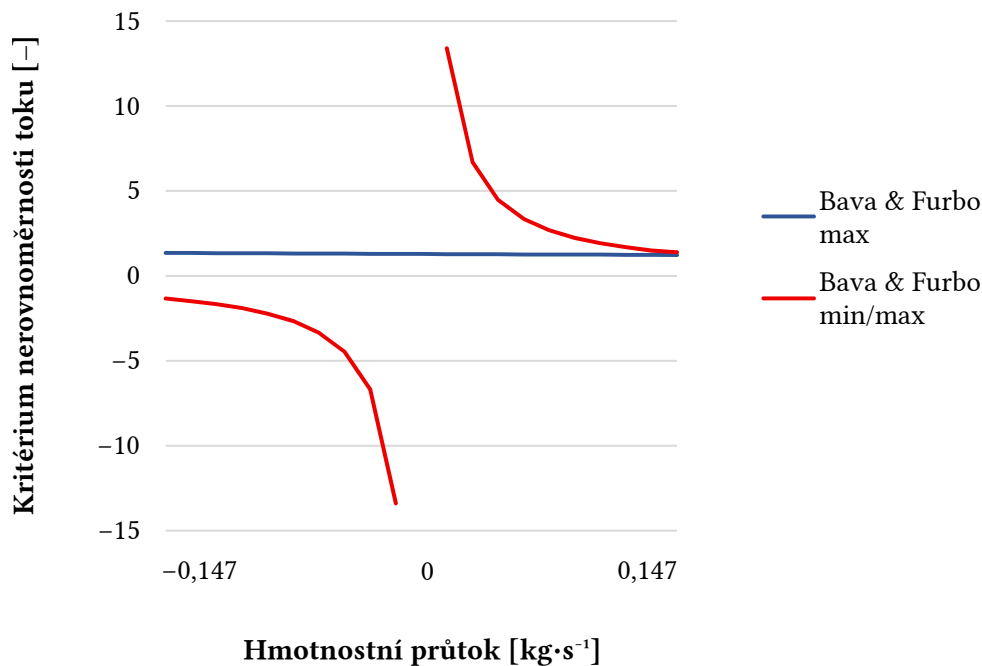
Všechna zmíněná kritéria byla porovnána pomocí testovací sady dat tvořené průtoky vody ve 20 větvích, přičemž průtok v jedné větvi byl plynule měněn mezi $-0,147 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ a $0,147 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$. Snahou bylo zjistit, jak může změna jednoho průtoku ovlivnit hodnoty těchto kritérií. Dále bylo sledováno, jak dokážou jednotlivá kritéria postihnout nežádoucí záporné hodnoty průtoků (zpětný tok, viz část 2.2.1 na str. 9), resp. nulový průtok, ke kterému může ojediněle docházet.

Kritéria (2.1), resp. (2.3), která ve svých pracích použili Gandhi et al. (2012), resp. Bava & Furbo (2016), vyjadřují nerovnoměrnost distribuce toku pro každou větev systému zvlášť. Pro srovnání s ostatními jednočíselnými kritérii byly proto použity dvě upravené varianty – nejvyšší dosažená hodnota E_t (rovnice 2.1), resp. \dot{V}'_i (rovnice 2.3), a poměr maximálních a minimálních hodnot (DC), jak je uvedeno na příkladu vztahu (2.2).

U dané sady dat se maximální hodnota kritéria E_t měnila pouze v rozmezí 22,75 % až 35,14 % (viz graf na obr. 2.1). Jedná se o jeden z nejmenších rozsahů při hodnocení nerovnoměrnosti toku. Poměr maximální a minimální hodnoty E_t se s rostoucím průtokem (rovnoměrnější distribucí) snižoval (obr. 2.1), přičemž při rovnoměrném rozdělení tekutiny by měl být roven jedné. Z tohoto je patrné, že by byla nutná důkladnější analýza, pokud by měla být tato varianta Gandhiho kritéria využita. Použití upravených variant kritéria bezrozměrného objemového průtoku \dot{V}'_i je rovněž problematické. Bava & Furbo (2016) navrhli kritérium, které je vhodné, pokud je třeba podrobně analyzovat proudění v několika málo systémech, kde nedochází k zanášení větví. Pokud je však srovnávána nejvyšší hodnota tohoto kritéria, rozdíly mezi distribucí látky v jednotlivých systémech nemusí být dobře patrné, což je ukázáno na obr. 2.2. Poměr maxima a minima (2.2) zcela selhává v okolí nulového průtoku jednou větví (obr. 2.2).



Obrázek 2.1. Kritéria nerovnoměrnosti toku odvozená z (Gandhi et al., 2012); maximální hodnota kritéria uvedena v [%], poměr maxima ku minimu [-]



Obrázek 2.2. Kritéria nerovnoměrnosti toku odvozená z (Bava & Furbo, 2016)

Kritérium S navržené autory Zhang & Li (2003) je, jak už bylo dříve zmíněno, méně citlivé na odlehle hodnoty průtoků. Rozdíl mezi hraničními stavy v jedné větvi systému ($-0,147 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$ a $0,147 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$) je tedy poměrně malý (modrá křivka v grafu 2.3). Porovnání odchylek jednotlivých průtoků vůči celkovému průtoku (2.8), které bylo představeno v (Matheswaran et al., 2016), může být méně vhodné, neboť v absolutních číslech se jedná o velmi malé hodnoty (viz obr. 2.3). Není-li v takových případech použito dostatečně přesné rozlišení grafu, může být sledování chování systému obtížné.

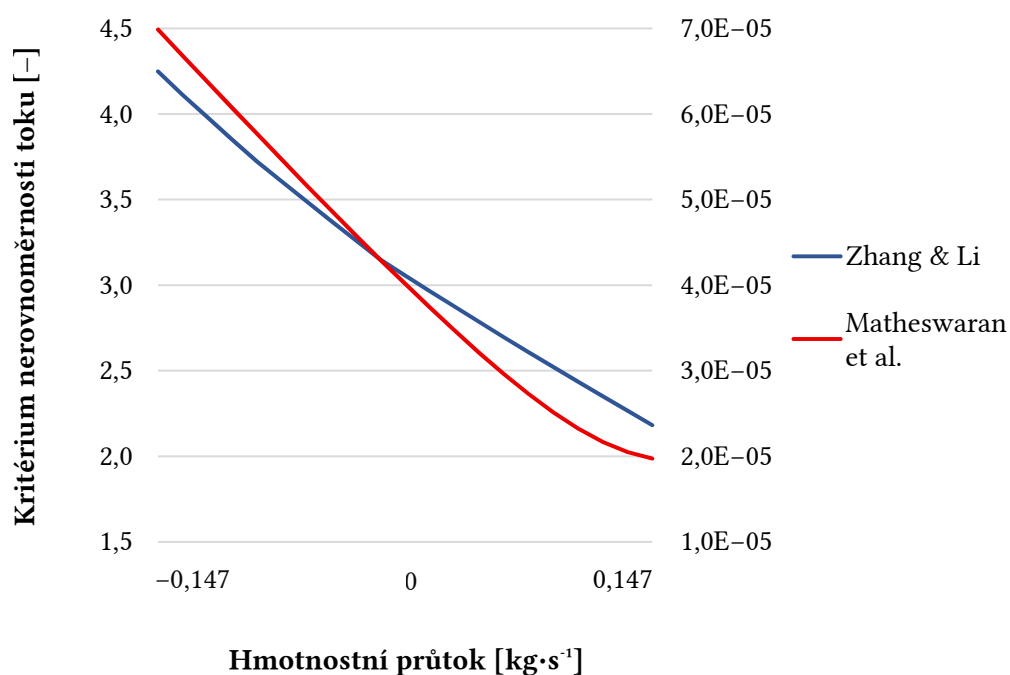
Tím, že se Facão (2016) nedržel striktně definic statistiky pro výběrovou směrodatnou odchylku (2.7), dosahuje jeho kritérium nerovnoměrnosti toku $\Delta \dot{m}$ nižších hodnot než je tomu v případě kritérií (2.5), resp. (2.6) dle autorských kolektivů Jiao et al. (2003), resp. Wei et al. (2015). Rozdíly mezi použitím směrodatné odchylky (v této práci, δ , a autory Anbumeenakshi & Thansekhar, 2016) a výběrové směrodatné odchylky (Jiao et al., 2003, a Wei et al., 2015) jsou výraznější v případě zpětného toku. Podobnost výsledků těchto kritérií roste s rovnoměrnější distribucí toku. Pro účely grafického porovnání na obr. 2.4 byla všechna tato kritéria nerovnoměrnosti toku vyjádřena v procentech.

2.2 Provozní problémy

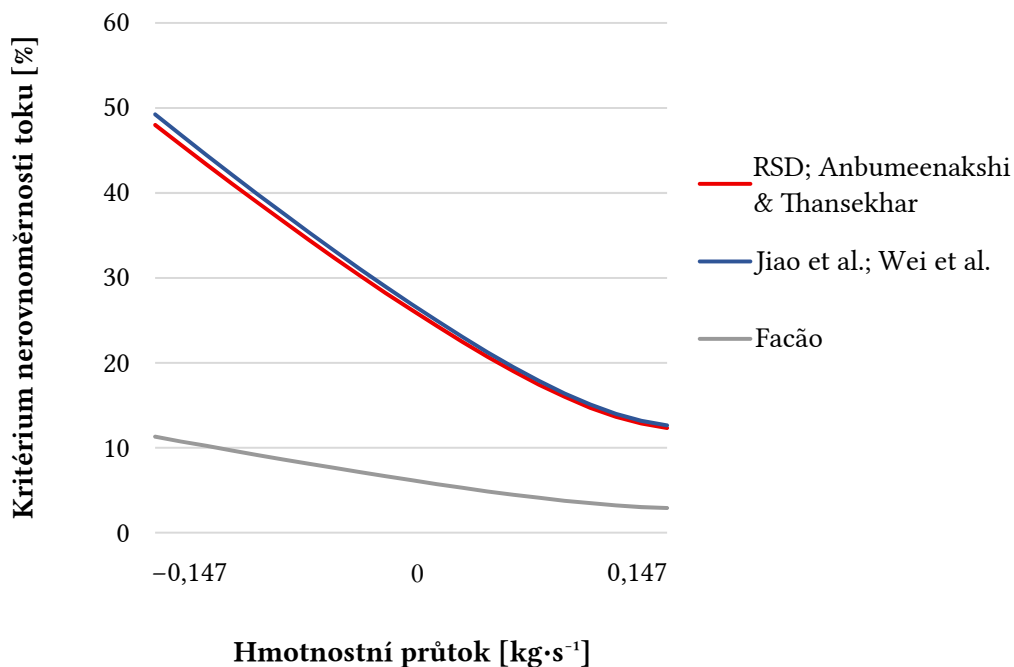
Rozdělením vstupujícího proudu do mnoha paralelních větví se u tepelných výměníků navýší teplosměnná plocha zařízení, A , a tímto i jeho tepelný výkon, \dot{Q} , jak ukazuje rovnice (Serth & Lestina, 2014)

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T, \quad (2.10)$$

kde U vyjadřuje celkový koeficient prostupu tepla a ΔT střední teplotní rozdíl. S rostoucím počtem větví však stoupá nebezpečí výskytu nežádoucí nerovnoměrnosti toku. Následně může dojít k dalším provozním potížím, z nichž některé budou popsány dále.



Obrázek 2.3. Kritérium nerovnoměrnosti toku dle (Zhang & Li, 2003) nabývá hodnot 2,18 až 4,25; hodnota kritéria nerovnoměrnosti toku dle (Matheswaran et al., 2016) se pohybuje mezi 1,9E-05 a 7,0E-05



Obrázek 2.4. Kritéria nerovnoměrnosti toku dle (Anbumeenakshi & Thansekhar, 2016), (Jiao et al., 2003), (Wei et al., 2015) a (Facão, 2016)

2.2.1 Zpětný tok

Zpětný tok vzniká v důsledku záporného tlakového gradientu mezi odpovídajícími místy v distributoru a kolektoru. Přírozený pokles tlaku, Δp , mezi vstupem do distributoru, p_{in} , a výstupem z kolektoru, p_{out} ,

$$\Delta p = p_{in} - p_{out} \quad (2.11)$$

je způsoben třecími ztrátami a místními odpory (clony, kolena v trubkovém hadu, rozvětvení hlavního proudu do trubkového svazku a další). Všechny tyto ztráty jsou závislé především na geometrii systému (délka a hydraulický průměr potrubí, místní odpory) a rychlosti proudění dané tekutiny (Blevins, 2003). Pakliže je na výstupu vyšší tlak než na vstupu, tj. $\Delta p < 0$, dojde k obrácení směru proudění tekutiny (obr. 2.5).

Možných řešení tohoto silně nežádoucího jevu je hned několik. Cílem úprav (změna konfigurace zařízení, přidání clon apod.) je zvýšit tlakový spád mezi distributorem a kolektorem. Umělé zvyšování tlakové ztráty však s sebou přináší zvýšené požadavky na čerpací výkon a tím i vyšší provozní náklady.

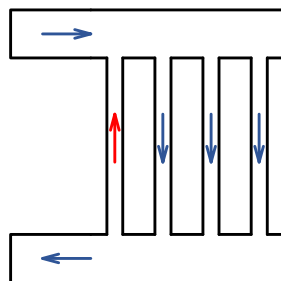
Zda nedochází u modelovaného zařízení s danou konfigurací ke zpětnému toku pracovního média se může projevit už i při stacionární simulaci.

2.2.2 Zanášení a stagnační zóny

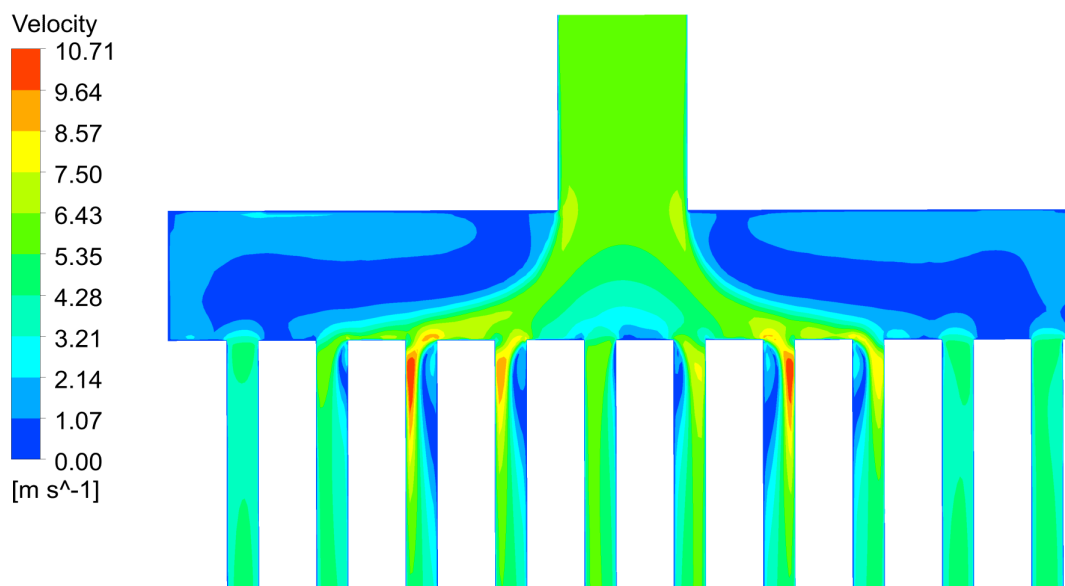
Nečistoty, které pracovní látky v procesním průmyslu často obsahují, mohou být různého původu – vznikají krystalizací z roztoků, fázovými přeměnami či chemickými reakcemi. Soli, korozní produkty a jiné pevné částice se pak usazují na teplosměnných plochách, hlavně pak v místech s nízkými rychlostmi nosného média.

Zanášení nepříznivě ovlivňuje tepelný výkon zařízení na výměnu tepla, neboť vzniklá vrstva působí jako izolace. Nánosy zhoršují přenos tepla mezi horkým a chladným proudem (snižují celkový koeficient prostupu tepla), navíc z důvodu nedostatečného odvodu tepla může docházet k nadměrnému tepelnému zatížení materiálu trubek. Zmenšení průřezu kanálů může vyústit až v obrácení toku v dané větvi paralelního distribučního systému, jak bylo popsáno výše. Efekty zanášení lze omezit předřazením filtračních jednotek a pravidelným mechanickým nebo chemickým čištěním zařízení, což však může být problematické v případě rekonstrukcí a úprav stávajících technologických linek. Obě operace (filtrace a čištění) jsou také spojeny s nemalými finančními náklady.

Dále je žádoucí eliminovat stagnační zóny, ve kterých klesá rychlost pracovní látky na minimum, jak je zobrazeno např. na obr. 2.6. V případě, že je pracovním médiem voda, jsou tato místa také velmi náchylná ke korozi. Výsledky z CFD analýz lze využít kromě optimalizace tvaru zařízení také pro odstranění stagnačních zón, jak ukazuje případová studie (Turek et al., 2012).



Obrázek 2.5. Zpětný tok v první větvi distribučního systému



Obrázek 2.6. Kontury velikosti rychlosti v řezu modelu ID 03T (hm. průtok vody 9,60 kg·s⁻¹)

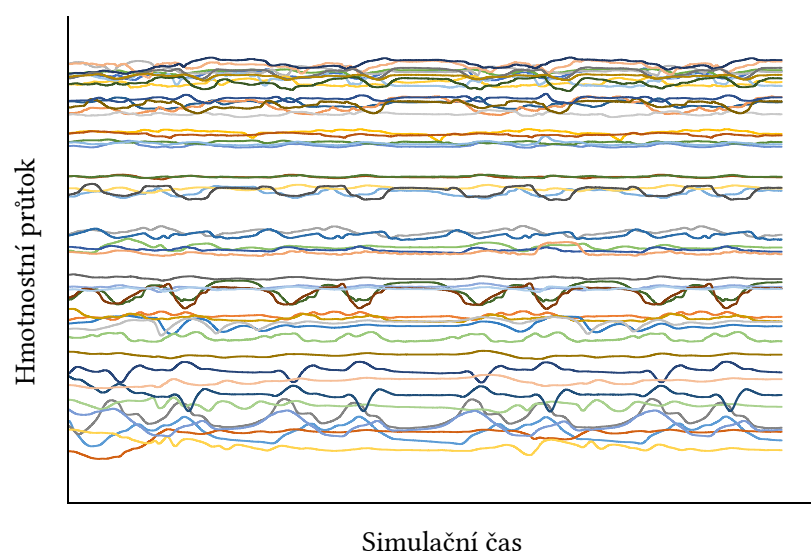
2.2.3 Nestabilní průtok

Přestože se zvenčí proudění tekutiny může jevit jako ustálené, tedy že v duchu zákona zachování hmoty nedochází ke kumulaci látky v systému

$$\dot{m}_{\text{in}} = \dot{m}_{\text{out}} = \text{konst.}, \quad (2.12)$$

množství tekutiny v jednotlivých větvích paralelního distribučního systému se může v čase měnit, jak ukazuje průběh hmotnostních průtoků na obr. 2.7. Dílčí průtoky se mohou měnit relativně pravidelně (viz obr. 2.7), ale i zcela nahodile. Další nestability jsou způsobovány například zavířením média při vstupu do jednotlivých trubek.

Nerovnoměrnost a časová proměnlivost průtoku pracovní látky jednotlivými větvemi je samozřejmě nežádoucí, protože je jedním ze zdrojů časově proměnného tepelného a mechanického zatížení, které v konečném důsledku může vést k únavovému poškození zařízení. Právě z důvodu nestabilního průtoku média jednotlivými trubkami je třeba provádět též nestacionární simulace proudění. Navazující výpočty mohou vyžadovat časově nezávislá data, proto je nutné zajistit dostatek informací o chování systému simulací delších časových úseků a následného vhodného průměrování hmotnostních průtoků.



Obrázek 2.7. Nestabilita hmotnostních průtoků vody

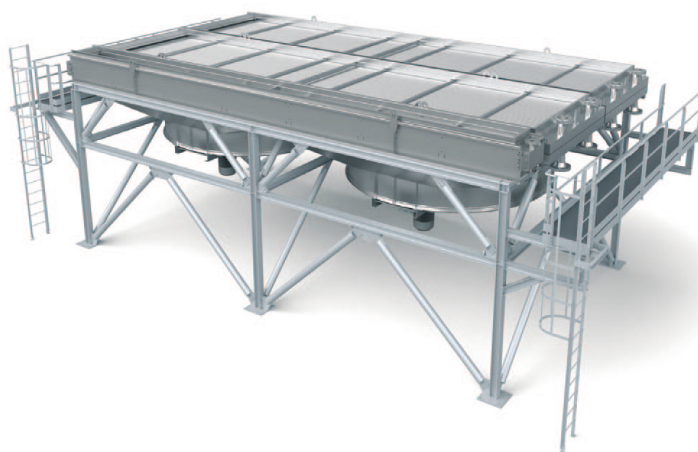
Modelované distribuční systémy

Řada procesních zařízení obsahuje husté svazky trubek (paralelní distribuční systémy) – kupříkladu kotle na odpadní teplo (HRSG – obr. 3.1), vzduchové chladiče (obr. 3.2) či tepelné výměníky se svazkem trubek v plášti (na obr. 3.3 je model zařízení s jedním chodem v trubkách).

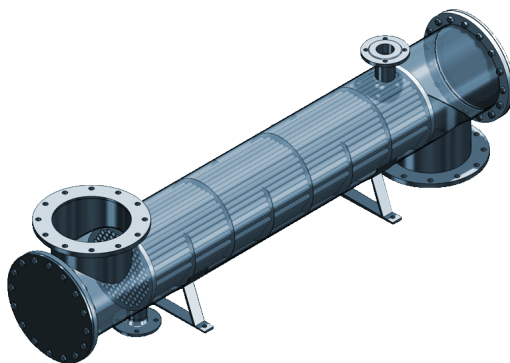
O hojném využití těchto zařízení svědčí mimo jiné i množství prací, které se jimi zabývají z hlediska CFD analýz. Za mnohé zmíním např. Galindo-García et al. (2014), kteří se věnovali CFD simulacím HRSG jak s využitím porézního média, tak i s explicitně modelovanými trubkami. Osley et al. (2014) zkoumali problémy spojené s prouděním uvnitř i vně vzduchových chladičů, když prvně diskutovali vliv obtoku média mimo trubkový svazek na výkon vzduchového chladiče, a pak také vliv umístění ventilátoru na rovnoměrnost toku vzduchu okolo svazku trubek. Posledním jmenovaným zařízením, tepelným výměníkem se svazkem trubek v plášti, se zabývali např. Mohammadi & Malayeri (2013), konkrétně nerovnoměrnou distribucí pracovní látky do trubek v jednochodém výměníku. Přestože zmíněné aplikace se týkají především procesních technologií, paralelní distribuční



Obrázek 3.1. Model zařízení HRSG od fy Alstom (převzato z General Electric, 2015)



Obrázek 3.2. Vzduchový chladič se svazkem žebrovaných trubek (převzato z Alfa Laval, 2017)

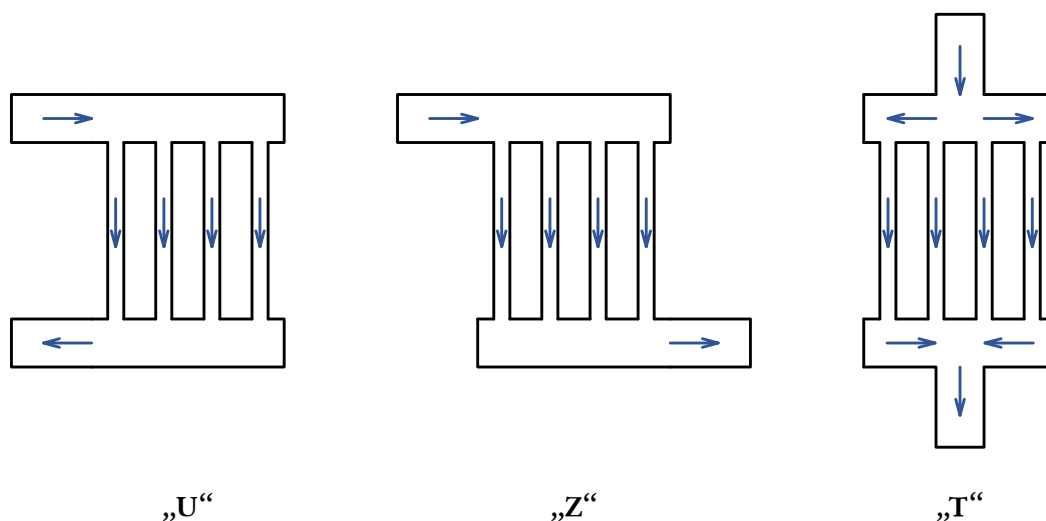


Obrázek 3.3. Tepelný výměník se svazkem trubek v plášti od fy Viesel (převzato z Viesel Apparatebau GmbH, 2017)

systémy jsou součástí např. vzduchotechniky v automobilech (Stevanovic et al., 2012), chladičů využívaných v elektronice (Anbumeenakshi & Thansekhar, 2016) či slunečních kolektorů (Bava & Furbo, 2016).

V rámci co nejlepšího začlenění zařízení do technologické linky existuje celá řada uspořádání paralelních distribučních systémů. Hlavní rozdíly mezi nimi tkví v různém počtu vstupních, resp. výstupních hrdel a jejich orientaci vůči svazku trubek a hlavním kanálům. V této práci budou analyzována tři základní uspořádání – tzv. „U“, „Z“ a „T“ (viz obr. 3.4 na následující straně).

Nutno podotknout, že reálná zařízení a jejich provozní podmínky musí být pro účely výpočtového modelování zjednodušeny pouze na soubor nejpodstatnějších veličin a geometrických prvků. Paralelní distribuční systémy, které budou dále popisovány, se skládají z distributoru, trubkového svazku a kolektoru. Pracovní látka vstupující do distributoru se dále rozděluje do jednotlivých větví trubkového svazku a v kolektoru se opět slučuje a vytéká ze systému připojenými výstupními hrdly.



Obrázek 3.4. Schémata uspořádání distribučních systémů

3.1 Uspořádání systémů

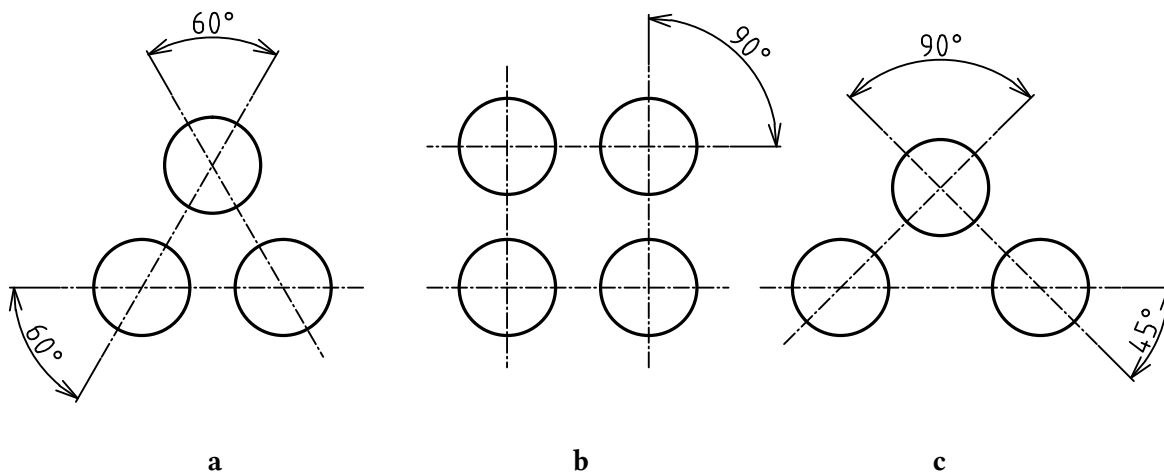
Jak bylo naznačeno výše, základní uspořádání vycházejí ze směru toku média v distribučních systémech a umístění vstupních a výstupních hrdel. V případě U-uspořádání, označovaného některými autory též jako Π -uspořádání (viz např. Facão, 2016), pracovní látka vtéká do distributoru ve směru kolmém k osám trubek a odtéká z kolektoru paralelně obráceně (obr. 3.4 vlevo). Do systému s uspořádáním typu „Z“ látka vtéká a odtéká z něj paralelně, hrdla jsou stejně jako v předcházejícím případě umístěny kolmo na osy trubek, jak je znázorněno na obr. 3.4 uprostřed. U posledního analyzovaného distribučního systému s tzv. T-uspořádáním (obr. 3.4 vpravo) vtéká a odtéká pracovní médium hrdly umístěnými kolmo na osy hlavních kanálů.

3.2 Svazky trubek

Rovnoměrnost distribuce pracovní látky neovlivňuje z hlediska geometrie systému pouze jeho celkové uspořádání („U“, „Z“ nebo „T“), ale i počet a rozložení jednotlivých trubek ve svazku. Tři nejčastější rozložení (zobrazená na obr. 3.5) jsou:

- v zákrytu („90°“) – spojnice středů kolmých řezů trubkami svírají úhel 90°,
- prostřídané („60°“) – středy kolmých řezů tří sousedících trubek tvoří vrcholy rovnostranného trojúhelníka,
- prostřídané volné („45°“) – středy kolmých řezů tří sousedících trubek tvoří vrcholy rovnostranného trojúhelníka s vnitřními úhly 45°, 45° a 90°.

Kromě výše uvedených faktorů dále ovlivňují distribuci pracovního média například tvar distributoru (kolektoru), průměr trubek či hustota svazku (rozteče mezi jednotlivými trubkami). Zvláště u T-uspořádání může mít významný vliv i výška distributoru, resp. vzdálenost vstupních hrdel od samotného svazku. Tyto geometrické parametry nebyly v rámci této práce hodnoceny.



Obrázek 3.5. Rozložení trubek ve svazku a) v zákrytu, b) prostřídané, c) prostřídané volné

3.3 Předpoklady

Gandhi et al. (2012) shrnují závěry z dřívějších studií paralelních distribučních systémů a mezi hlavní poznatky z hlediska parametrů distribučních systémů, které budou diskutovány i v této práci, patří:

- systémy s obráceným paralelním uspořádáním („U“) mají rovnoměrněji distribuovaný tok média než systémy s paralelním uspořádáním („Z“);
- umístění vstupního kanálu v zákrytu s trubkami (T-uspořádání) má za následek velmi nerovnoměrné rozdělení toku;
- s rostoucím hmotnostním průtokem média obecně roste i nerovnoměrnost distribuce do jednotlivých větví svazku.

V případě pouhého rozdělení proudu pracovní látky z distributoru do trubek (s výtokem do prostředí s konstantním tlakem) byla v (Fialová, 2015) analyzována data z CFD simulací a zkoumána závislost nerovnoměrnosti distribuce toku mimo jiné na rozložení trubek ve svazku („90°“, „60°“, „45°“) a tzv. korigovaném počtu řad po šířce trubkovnice. Z těchto analýz vyplývá, že u geometrií s uspořádáním „U“ a „Z“ dochází k nejrovnoměrnějšímu rozdělení tekutiny do svazku při prostřídaném volném rozložení trubek („45°“). Naopak tomu je u rozložení trubek v zákrytu („90°“). S rostoucím korigovaným počtem řad dochází k poklesu nerovnoměrnosti distribuce toku do svazku trubek. Oba zmíněné parametry budou sledovány i v rámci této práce.

Nastavení CFD modelů

Příprava CFD modelů se skládá z vytvoření zjednodušené geometrie a z ní pak odpovídající výpočetní sítě, nastavení okrajových podmínek a volby použitých fyzikálních modelů a numerických algoritmů potřebných pro vlastní výpočet. Dále je vhodné zvolit si dopředu kritéria konvergence. Přestože se díky této struktuře může zdát proces modelování přímočarý a rutinní, hned několik faktorů brání větší automatizaci simulace. V případě paralelních distribučních systémů, kdy dochází k silné turbulenci a zároveň se vyskytují stagnační zóny, mezi tyto faktory patří nutnost kontroly výpočtu a případná opatření proti divergenci či nevhodné struktuře výpočetní sítě (y^+ bude zmíněno dále).

V následující části bude popsáno obecné nastavení všech 65 modelů paralelních distribučních systémů v programu ANSYS Fluent (ANSYS Inc., 2016b).

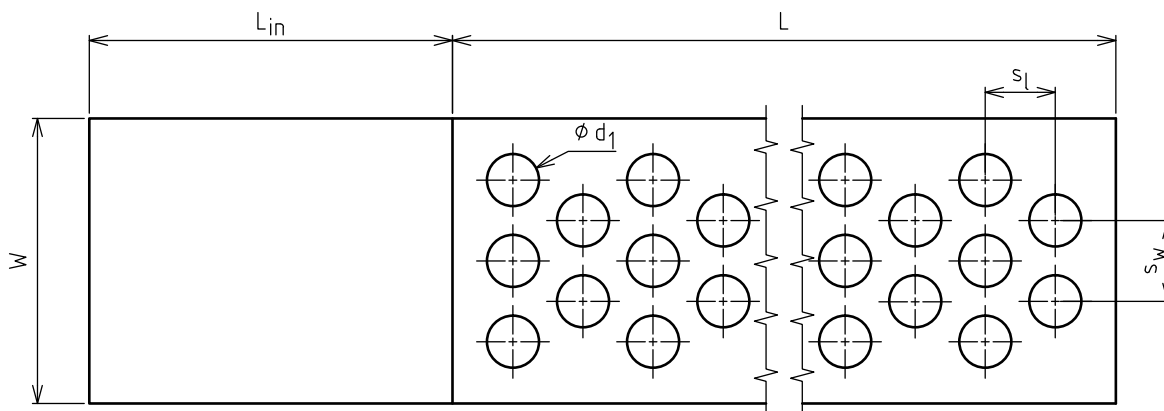
4.1 Geometrie

Z hlediska geometrických parametrů lze modely rozdělit do sedmi základních skupin označených pomocí identifikačního čísla (ID). Tyto typy se navzájem liší rozměry trubkovic (šířka, W , délka, L), výškou distributoru (kolektoru), H , a délkou vstupního, resp. výstupního objemu, L_{in} , resp. L_{out} . Vstupní a výstupní objemy jsou přidány u systémů proto, aby pomáhaly zabránovat numerickým problémům kvůli přílišnému víření tekutiny. Dalšími rozdílnými prvky jsou parametry trubkového svazku, tedy počet trubek, N , a jejich rozložení (v zákrytu, „90°“, prostřídání, „60°“, a prostřídání volné, „45°“). Různý počet trubek plyne z rozdílného počtu řad po šířce trubkovnice, R_w , a z jiného počtu trubek v jedné řadě, R_l , u rozložení trubek v zákrytu (20) nebo prostřídání (10). Veličina označená jako korigovaný počet řad, R'_w , vyjadřuje počet řad trubek, které jsou po šířce trubkovnice nejbližší ke vstupnímu objemu při uspořádání „U“ nebo „Z“. Naopak všechny geometrie se shodují v délce trubek, L_t , a ve vnitřním průměru trubek, d_1 . Zmíněné hlavní parametry základních typů geometrií ID 01–07¹ jsou znázorněny na obr. 4.1 (včetně roztečí s_l a s_w) a uvedeny v tabulce 4.1.

4.2 Výpočetní síť

Kvalitní výpočetní síť je nezbytná pro stabilitu výpočtů a obdržení správných výsledků CFD analýz. Řešení CFD výpočtů, které využívají numerické metody, je závislé na dostatečné jemnosti sítě obzvláště v oblastech vysokých gradientů modelovaných veličin. S vysokým počtem buněk se však

¹V případě ID 07 byla modelována pouze uspořádání distribučních systémů „U“ a „Z“. U ostatních typů distribučních systémů ID 01–06 byly modelovány všechny tři typy uspořádání „U“, „Z“ i „T“.



Obrázek 4.1. Geometrické parametry modelů (zde ID 04)

Tabulka 4.1. Řešené geometrie (veškeré délkové rozměry jsou v mm)

ID	W	L	H	L _{in}	L _t	L _{out}	d ₁	Rozl. tr.	R _l	R _w	R' _w	N
01	20,0	320,0	40,0	60,0	2000,0	60,0	10,0	90°	20	1	1	20
02	40,0	320,0	40,0	60,0	2000,0	60,0	10,0	90°	20	2	2	40
03	40,0	280,0	4,0	60,0	2000,0	60,0	10,0	60°	10	3	2	30
04	55,0	320,0	55,0	70,0	2000,0	70,0	10,0	90°	20	3	3	60
05	55,0	280,0	55,0	70,0	2000,0	70,0	10,0	60°	10	5	3	50
06	65,0	235,0	70,0	70,0	2000,0	70,0	10,0	45°	10	5	3	50
07	70,0	320,0	70,0	70,0	2000,0	70,0	10,0	90°	20	4	4	80

zvyšují i výpočetní nároky na simulaci. Nutný kompromis mezi kvalitou výsledků (minimálními numerickými chybami) a přijatelnou cenou (výpočetním časem) může být dosažen až po několika krocích tvorby výpočetní sítě.

Dosažení přijatelného počtu buněk je možné díky různé hustotě výpočetní sítě. V oblastech velkých gradientů, jako jsou ústí trubek nebo hrdel, je třeba velmi jemné sítě. Naopak v trubkách dále od jejich konců může být podélné dělení relativně hrubé. Další důležitou oblastí modelování je mezní vrstva, kde je zásadní vhodná velikost buněk u stěn. Možnosti kontroly velikosti i tvaru prvků, které byly použity při modelování distribučních systémů, jsou popsány níže.

Tetrahedrální sítě by vyžadovaly příliš vysoké počty buněk, proto byly u modelů s uspořádáním systému „U“ a „Z“ využity hexahedrální sítě. U modelů s T-uspořádáním byly prověřovány i možnosti využití sítí s kombinací hexahedrálních a tetrahedrálních prvků. Využití obou typů prvků se však ukázalo jako nevyhovující, neboť napojení těchto buněk vedlo ke vzniku prvků nepříjemné kvality (dle kritéria skewness, viz dále), a to i v oblastech s očekávanou silnou turbulencí. Z tohoto důvodu musely být geometrie rozděleny na několik domén, které již umožnily použití pouze hexahedrálních prvků, jejichž kvalita byla výrazně vyšší. Aby bylo dosaženo výsledků CFD analýz za přijatelný výpočetní čas, měly nestrukturované hexahedrální sítě celkovou velikost mezi 1 až 3 miliony buněk.

4.2.1 Hodnocení kvality výpočetní sítě

Kvalita celé výpočetní sítě se může hodnotit pomocí různých nástrojů. Dále popíšu dva, které byly využívány při kontrole tvaru buněk – *aspect ratio* a *skewness*.

Podlouhlý tvar buněk lze kontrolovat pomocí *aspect ratio* (míra protažení buněk). Jak uvádí ANSYS Inc. (2016b) je-li charakter proudění anisotropický (střední část trubek), lze zvýšit protažení buněk a tím snížit výpočetní náročnost bez ohrožení přesnosti výsledků, změny *aspect ratio* však musí být prováděny plynule. V oblastech s velkými gradienty modelovaných veličin jsou naopak vyšší hodnoty protažení buněk zcela nevhodné.

Skewness – zkosení – vyjadřuje odchylku tvaru buňky od ideálního prvku (hexaedru, popř. tetraedru). Silně zkosené buňky snižují přesnost a mohou vést k problémům s konvergencí. Doporučená maximální hodnota zkosení tetrahedrálních buněk, které ale nebyly u testovaných sítí využity, činí 0,95 (ANSYS Inc., 2016b). Pro hexahedrální buňky není tato hodnota definována, avšak při tvorbě výpočetních sítí byla dodržována hranice *skewness* nejvýše 0,8.

Při použití stěnových funkcí se kontrola kvality výpočetní sítě v mezní vrstvě provádí pomocí bezrozměrného parametru y^+ . Na jeho velikost mají kromě velikosti buněk (vzdálenosti centroidu odpovídající buňky od nejbližší stěny), y , vliv také vlastnosti média – hustota, ρ , a dynamická viskozita, μ . Ve vztahu (4.1) dále figuruje tzv. třetí rychlost proudícího média, u_T . Z toho je patrné, že s přihlédnutím k daným provozním podmínkám je jediným parametrem, který lze upravovat, velikost buněk u stěn, a to např. pomocí adaptace nevyhovujících buněk (ANSYS Inc., 2016a).

$$y^+ = \frac{\rho \cdot u_T \cdot y}{\mu} \quad (4.1)$$

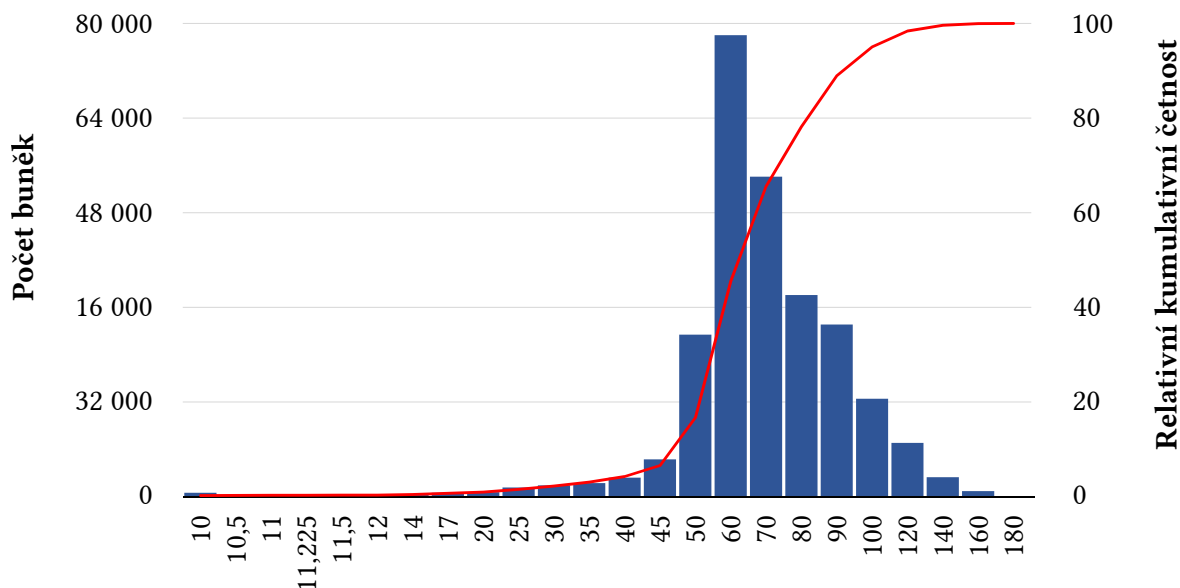
Doporučený rozsah hodnot y^+ závisí na zvoleném přístupu modelování prostoru blízko stěn. Použitý model turbulence $k-\varepsilon$ byl doplněn stěnovými funkcemi typu *non-equilibrium*. Dle (ANSYS Inc., 2016a) jsou tyto stěnové funkce vhodné pro proudění, kde dochází k rozdělování a spojování proudění, jako je tomu u paralelních distribučních systémů. Bezrozměrná vzdálenost od stěny by se v tomto případě měla u všech buněk nacházet v intervalu hodnot 11,225 až 300. Rozložení y^+ stěnových buněk okolo dolní hranice intervalu ovlivňuje přesnost výpočtu významněji, proto jsou zjištěné hodnoty rozděleny do užších tříd v levé části histogramu na obr. 4.2. Počet buněk s vyššími hodnotami y^+ klesá, proto je dělení do tříd postupně hrubší. Buňky s hodnotou y^+ nad 180 se u této výpočetní sítě nevyskytují.

4.3 Simulace

Proudění v paralelních distribučních systémech může být značně nestabilní, z čehož vyplynul požadavek na provedení nejen stacionárních, ale i nestacionárních simulací ve všech 65 případech. Hlavní zjednodušení těchto simulací spočívá v předpokladu adiabatického proudění, tedy bez ohřevu média – vody nebo vzduchu – v trubkovém prostoru. Voda zastupuje nestlačitelné látky, hustota vzduchu se vypočítává podle modelu ideálního plynu. Vlastnosti obou pracovních látek byly převzaty z databáze programu ANSYS Fluent (ANSYS Inc., 2016b).

Proudění obou médií se nacházelo v turbulentním režimu. Mezi nejvyužívanější modely turbulence patří dvourovnicový model $k-\varepsilon$, který byl využit v realizovatelné variantě a společně se stěnovými funkcemi typu *non-equilibrium*, jak už bylo zmíněno výše. Další základní nastavení úloh (stacionárních i transientních) bylo následující:

- *pressure-based solver, absolute velocity formulation,*
- *double precision,*



Obrázek 4.2. Histogram a relativní kumulativní četnost y^+ modelu ID 01T/w

- SIMPLE *pressure-velocity coupling*,
- Green–Gauss *node based gradient*.

V první fázi stacionárního výpočtu byly nastaveny nižší hodnoty relaxačních faktorů a prostorové diskretizace, tj. *first order* (u tlaku) a *first order upwind* (u hustoty, hybnosti, energie, kinetické energie turbulence a rychlosti disipace kinetické energie turbulence). Po zkonvergování tohoto řešení byly následně navýšeny relaxační faktory zpět na výchozí hodnoty. Řád prostorové diskretizace byl v druhé fázi také zvýšen (*second order*, resp. *second order upwind*). Tento dvoufázový postup představoval „pojistku“ proti divergenci výpočtu v jeho počáteční fázi, kdy jsou odhady hodnot veličin velmi vzdáleny odpovídajícím konečným hodnotám. Nestacionární simulace pak navazovala na řešení stacionárního výpočtu a byla využita implicitní formulace druhého řádu. Časový krok byl volen na základě Courantova čísla (označovaného též jako Courantovo-Friedrichsovo-Lewyho kritérium, viz ANSYS Inc., 2016b)

$$\text{CFL} = \frac{u \cdot \Delta t}{\Delta x} \leq C_{\max}, \quad (4.2)$$

kde u představuje průměrnou rychlost proudění v buňce, Δt časový krok a Δx délka buňky ve směru rychlosti u . Hodnota C_{\max} je obvykle volena jako 1, což vyjadřuje, že tekutina by v jednom časovém kroku neměla protéct více než jednou buňkou.

U modelů distribučních systémů byly použity celkem tři typy okrajových podmínek. Vstup byl definován pomocí hmotnostního průtoku tekutiny (*mass flow inlet*) o teplotě 300 K (26,85 °C). Tabulky 4.2 a 4.3 uvádí hodnoty hmotnostních průtoků u všech modelů. Výsledky modelů ID 01 s hmotnostními průtoky uvedenými v tab. 4.3 byly využity pro hodnocení vlivu provozních podmínek² (Reynoldsova čísla v trubkách, Re_t) na distribuci toku. Turbulentní chování proudění charakterizovala intenzita turbulence (5 %) a turbulentní měřítko (pro médium vzduch 0,1 m; pro vodu

²Provozní podmínky s hmotnostními průtoky vody 0,88 kg·s⁻¹, resp. 1,24 kg·s⁻¹ (odpovídající Reynoldsovu číslu v trubkách 5 600, resp. 7 900) byly modelovány pouze u distribučních systémů s uspořádáním „U“ a „Z“.

Tabulka 4.2. Hmotnostní průtoky [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$] pracovních látek u modelů ID 01–07

Uspořádání systému	Médium	ID 01	ID 02	ID 03	ID 04	ID 05	ID 06	ID 07
U	voda	3,20	6,40	9,60	19,20	16,00	16,00	25,60
	vzduch	0,05	0,10	0,15	0,30	0,25	0,25	0,40
Z	voda	3,20	6,40	9,60	19,20	16,00	16,00	25,60
	vzduch	0,05	0,10	0,15	0,30	0,25	0,25	0,40
T	voda	3,20	6,40	9,60	19,20	16,00	16,00	—
	vzduch	0,05	0,10	0,065	0,13	0,11	0,11	—

Tabulka 4.3. Hmotnostní průtoky [$\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$] v závislosti na Re_t u modelů ID 01

Re_t	5 000	5 600	7 900	10 000	15 000	17 800	20 000	20 300
voda	0,79	0,88	1,24	1,60	2,36	—	3,15	3,20
vzduch	0,0141	—	—	0,0281	0,0422	0,0500	—	—

0,02 m). Výstup z distribučních systémů byl modelován do prostředí s tlakem 101 325 Pa (*pressure outlet*). Stěny měly nastavenou drsnost 0,15 mm.

4.4 Hodnocení konvergence

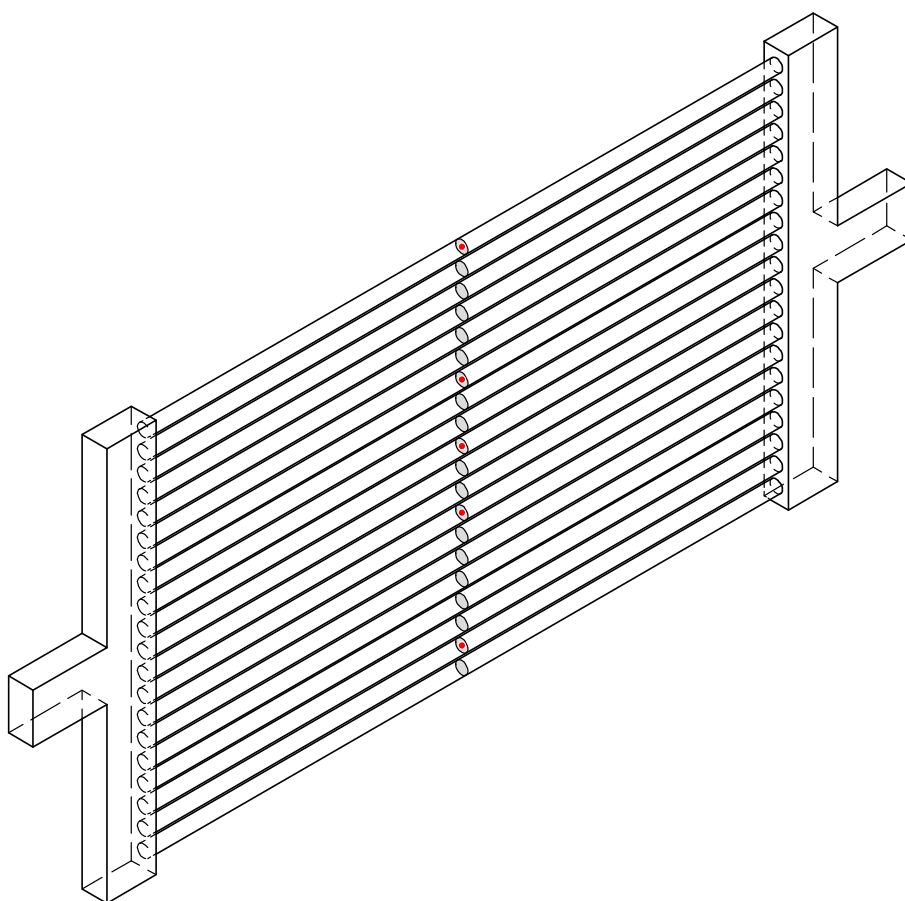
Základní nástroj pro hodnocení konvergence, tj. dostatečně ustáleného stavu modelovaných veličin, je kontrola reziduí (Hájek, 2008). Rezidua značí v CFD úlohách míru nesplnění patřičných rovnic v každé iteraci. Jak však Hájek (2008) dále upozorňuje, hodnotit ustálenost výpočtu pouze pomocí velikosti reziduí bývá často nedostatečné, zvláště u větších komplexních úloh. Z tohoto důvodu bylo výchozí kritérium konvergence reziduí (viz ANSYS Inc., 2016b) sníženo a v trubkách byly monitorovány hodnoty hmotnostních průtoků, tlaků a průměrné rychlosti proudění. Číslování trubek ve svazcích ukazuje pohled směrem do ústí trubek v distributoru na obr. 4.3. Na modelu ID 04 (obr. 4.3 nahoře) je ukázáno číslování trubek při rozložení v zákrytu, model ID 05 (obr. 4.3 dole) představuje příklad prostřídání rozložení.

Konvergence stacionárních výpočtů byla sledována v první řadě pomocí již zmíněných reziduí. Ustalování hmotnostních průtoků a tlaků bylo sledováno na plochách tvořených příčnými průřezy umístěnými v podélných střezech trubek. Ustalování rychlosti proudění byly pozorovány v centroidech monitorovacích ploch v trubkách. Obr. 4.4 znázorňuje monitorovací body i plochy modelu ID 01 s T-uspořádáním distribučního systému.

U nestacionárních úloh byla kontrolována konvergence reziduí a hodnoty hmotnostních průtoků v jednotlivých trubkách v každém časovém kroku.



Obrázek 4.3. Číslování trubek při rozložení v zákrytu (nahore) a prostřídane (dole)



Obrázek 4.4. Monitorovací plochy (šedě) a body (červeně) u modelu ID 01T

Výsledky

Cílem CFD analýz proudění v paralelních distribučních systémech bylo ověření předpokladů vyslovených v části 3.3 (str. 16). U nerovnoměrnosti distribuce toku (RSD) a tlakové ztráty, Δp , byla hledána závislost na uspořádání systému („U“, „Z“ a „T“) a parametrech trubkového svazku (rozložení trubek a počet řad). Vliv provozních parametrů, tedy hmotnostního průtoku a druhu pracovní látky, byl sledován pomocí Reynoldsova čísla v trubkách, Re_t , pouze u modelů ID 01. Důvodem byla snaha o eliminaci vlivu geometrických parametrů, které neplynou ze změny uspořádání systému.

Výsledky prezentované v této kapitole vycházely z nestacionárních simulací adiabatického proudění. Po ustálení hmotnostních průtoků jednotlivými trubkami, byla vyhodnocena nerovnoměrnost distribuce toku dle kritéria (2.9) a tlaková ztráta pomocí tlaků na vstupních a výstupních plochách (2.11). Tlak na výstupu z distribučních systémů, $p_{out} = 101,325$ kPa, byl jednou z okrajových podmínek shodnou u všech modelů ID 01–07, proto není tato veličina uvedena v tabulkách výsledků 5.1 a 5.2. Nulový tepelný tok, který byl u modelů specifikován na stěnách, potvrdily velmi malé rozdíly mezi teplotami na vstupu a výstupu systémů.

$$\Delta T = T_{in} - T_{out} \quad (5.1)$$

Kromě teplot na vstupních, T_{in} [°C], resp. výstupních plochách, T_{out} [°C], a teplotních rozdílů, ΔT [°C], uvádí zmíněná tab. 5.1 hmotnostní průtoky médií, \dot{m} [kg·s⁻¹], a jim odpovídající hodnoty Reynoldsova čísla v trubkách, Re_t . Dále jsou v tabulce zapsány hodnoty tlaků na vstupních plochách, p_{in} [Pa], tlakové ztráty, Δp [Pa], a nerovnoměrnosti toku, RSD [%].

V tabulce 5.2 jsou uvedeny výše zmíněné parametry (bez Reynoldsova čísla v trubkách) pro modely ID 02–07 doplněné o parametry trubkových svazků, tedy rozložení trubek („90°“, „60°“ nebo „45°“), počet trubek, N , a korigovaný počet řad trubek, R'_w .

5.1 Vliv uspořádání systému

Zcela dominantní vliv na nerovnoměrnost toku mělo celkové uspořádání systému – „U“, „Z“ a „T“. Už z pouhého výpisu hodnot RSD u modelů ID 01 (tab. 5.1 na str. 24) je patrné, že tok systémem s U-uspořádáním byl výrazně rovnoměrnější než u systémů „Z“ a „T“. Na zvolené hladině významnosti $\alpha = 5$ % byla zamítnuta hypotéza stejných rozptylů hodnot RSD v závislosti na uspořádání systému, což popisují provedené testy v programu Minitab (Minitab Inc., 2016). Protože však nebylo zamítnuto normální rozdělení RSD při daných uspořádáních, byla pro porovnání středních hodnot RSD použita Welchova modifikace analýzy rozptylů (ANOVA):

Tabulka 5.1. Výsledné hodnoty tlaků [Pa], teplot [°C] a RSD [%] u modelů ID 01; hmotnostní průtoky jsou uvedeny v [kg·s⁻¹]

Usp.	Médium	\dot{m}	Re_t	p_{in}	Δp	RSD	T_{in}	T_{out}	ΔT
U	vzduch	0,0141	5016	101866,8	541,8	6,03	26,74	26,73	0,01
		0,0281	9997	103491,2	2166,2	6,39	26,43	26,34	0,09
		0,0422	15014	106270,1	4945,1	6,28	25,95	25,71	0,24
		0,05	17789	107859,0	6534,0	6,10	25,62	25,37	0,25
U	voda	0,79	5014	103345,1	2020,1	6,23	26,85	26,85	0,00
		0,88	5585	103797,0	2472,0	6,06	26,85	26,85	0,00
		1,24	7870	106170,4	4845,4	5,96	26,85	26,85	0,00
		1,60	10155	109393,3	8068,3	5,90	26,85	26,85	0,00
		2,36	14979	118798,6	17473,6	6,38	26,85	26,85	0,00
		3,15	19994	132807,8	31482,8	6,41	26,85	26,85	0,00
		3,20	20311	133745,6	32420,6	6,18	26,85	26,85	0,00
Z	vzduch	0,0141	5016	101892,9	567,9	15,31	26,74	26,73	0,01
		0,0281	9997	103550,0	2225,0	13,47	26,43	26,35	0,08
		0,0422	15014	106383,6	5058,6	13,10	25,95	25,71	0,24
		0,05	17789	108124,0	6799,0	13,72	25,63	25,29	0,34
Z	voda	0,79	5014	103430,3	2105,3	15,32	26,85	26,85	0,00
		0,88	5585	103905,0	2580,0	15,37	26,85	26,85	0,00
		1,24	7870	106372,6	5047,6	15,04	26,85	26,85	0,00
		1,60	10155	109735,8	8410,8	14,65	26,85	26,85	0,00
		2,36	14979	119642,4	18317,4	13,97	26,85	26,85	0,00
		3,15	19994	134090,2	32765,2	13,82	26,85	26,85	0,00
		3,20	20311	135200,1	33875,1	13,78	26,85	26,85	0,00
T	vzduch	0,0141	5016	101927,9	602,9	12,22	26,74	26,76	-0,02
		0,0281	9997	103612,8	2287,8	12,58	26,43	26,50	-0,07
		0,0422	15014	106513,9	5188,9	12,46	25,95	26,04	-0,09
		0,05	17789	108597,4	7272,4	12,27	25,64	25,70	-0,06
T	voda	0,79	5014	103558,3	2233,3	12,29	26,85	26,85	0,00
		1,60	10155	110160,6	8835,6	12,93	26,85	26,85	0,00
		2,36	14979	120663,2	19338,2	12,54	26,85	26,85	0,00
		3,15	19994	136014,4	34689,4	11,84	26,85	26,85	0,00
		3,20	20311	137345,0	36020,0	12,31	26,85	26,85	0,00

Tabulka 5.2. Vybrané parametry modelů ID 02–07 a výsledné tlaky [Pa], teploty [°C] a RSD [%]; hmotnostní průtoky jsou uvedeny v [kg·s⁻¹]

ID	Rozl.	N	R' _w	Médium	\dot{m}	p_{in}	Δp	RSD	T_{in}	T_{out}	ΔT
02U	90°	40	2	vzduch	0,10	107594,2	6269,2	6,05	25,62	25,35	0,27
				voda	6,40	132640,7	31315,7	6,12	26,85	26,85	0,00
02Z	90°	40	2	vzduch	0,10	107831,8	6506,8	13,40	25,62	25,34	0,28
				voda	6,40	133559,6	32234,6	13,57	26,85	26,85	0,00
02T	90°	40	2	vzduch	0,10	108526,9	7201,9	11,13	25,64	25,28	0,36
				voda	6,40	136915,6	35590,6	11,28	26,85	26,85	0,00
03U	60°	30	2	vzduch	0,15	122680,8	21355,8	3,48	24,73	23,56	1,17
				voda	9,60	213466,2	112141,2	3,66	26,85	26,85	0,00
03Z	60°	30	2	vzduch	0,15	122933,8	21608,8	7,84	24,74	23,59	1,15
				voda	9,60	214438,5	113113,5	8,12	26,85	26,85	0,00
03T	60°	30	2	vzduch	0,065	105798,1	4473,1	5,81	26,31	26,20	0,11
				voda	9,60	223967,7	122642,7	6,28	26,85	26,85	0,00
04U	90°	60	3	vzduch	0,30	122772,6	21447,6	3,24	24,48	22,85	1,63
				voda	19,20	214199,2	112874,2	3,34	26,85	26,85	0,00
04Z	90°	60	3	vzduch	0,30	123166,9	21841,9	8,08	24,50	22,86	1,64
				voda	19,20	214294,8	112969,8	8,51	26,85	26,85	0,00
04T	90°	60	3	vzduch	0,13	106030,2	4705,2	7,37	26,25	25,95	0,30
				voda	19,20	228028,2	126703,2	6,97	26,85	26,85	0,00
05U	60°	50	3	vzduch	0,25	121420,5	20095,5	3,12	25,16	24,14	1,02
				voda	16,00	205950,8	104625,8	3,26	26,85	26,85	0,00
05Z	60°	50	3	vzduch	0,25	121516,0	20191,0	6,61	25,17	24,17	0,10
				voda	16,00	206567,0	105242,0	6,73	26,85	26,85	0,00
05T	60°	50	3	vzduch	0,11	105519,5	4194,5	5,60	26,41	26,31	0,10
				voda	16,00	212471,4	111146,4	5,82	26,85	26,85	0,00
06U	45°	50	3	vzduch	0,25	119652,8	18327,8	1,30	26,08	25,47	0,61
				voda	16,00	196077,3	94752,3	1,38	26,85	26,85	0,00
06Z	45°	50	3	vzduch	0,25	119832,2	18507,2	2,59	26,08	25,50	0,58
				voda	16,00	167052,4	65727,4	2,73	26,85	26,85	0,00
06T	45°	50	3	vzduch	0,11	104903,8	3578,8	2,73	26,65	26,59	0,06
				voda	16,00	195433,4	94108,4	2,76	26,85	26,85	0,00
07U	90°	80	4	vzduch	0,40	121157,4	19832,4	2,48	25,20	24,01	1,19
				voda	25,60	203751,6	102426,6	2,61	26,85	26,85	0,00
07Z	90°	80	4	vzduch	0,40	121948,4	20623,4	6,34	26,85	26,85	0,00
				voda	25,60	204825,3	103500,3	6,43	26,85	26,85	0,00

ID 01

Test for Equal Variances: RSD versus Usp.

Method

Null hypothesis All variances are equal

Alternative hypothesis At least one variance is different

Significance level $\alpha = 0,05$

95% Bonferroni Confidence Intervals for Standard Deviations

Usp.	N	StDev	CI
T	9	0,298437	(0,139608; 0,86916)
U	11	0,176012	(0,123387; 0,32093)
Z	11	0,835404	(0,621885; 1,43441)

Individual confidence level = 98,3333%

Tests

Method	Test Statistic	P-Value
--------	----------------	---------

Multiple comparisons		0,000
----------------------	--	-------

Levene	9,06	0,001
--------	------	-------

One-way ANOVA: RSD versus Usp.

Method

Null hypothesis All means are equal

Alternative hypothesis At least one mean is different

Significance level $\alpha = 0,05$

Equal variances were not assumed for the analysis.

Factor Information

Factor	Levels	Values
--------	--------	--------

Usp.	3	T; U; Z
------	---	---------

Welch's Test

Source	DF	Num	DF	Den	F-Value	P-Value
--------	----	-----	----	-----	---------	---------

Usp.		2	15,0868	1787,03	0,000	
------	--	---	---------	---------	-------	--

Model Summary

R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
98,01%	97,87%	97,58%

Means

Usp.	N	Mean	StDev	95% CI
T	9	12,3837	0,2984	(12,1543; 12,6131)
U	11	6,1742	0,1760	(6,0560; 6,2925)
Z	11	14,323	0,835	(13,762; 14,884)

Dle výsledků této analýzy je statisticky významný rozdíl mezi středními hodnotami RSD pro daná uspořádání na hladině významnosti 5 %. Rozdíly středních hodnot RSD pro jednotlivá uspořádání modelů ID 01 jsou dobře patrné z obr. 5.1. Vliv dalších proměnných – hmotnostního průtoku a média u modelů ID 01 – byl výrazně zastíněn právě uspořádáním, což vysvětluje vysoká hodnota koeficientu determinace, $R^2 = 98,01 \%$.

U závislosti tlakové ztráty na celkovém uspořádání systému ID 01 bylo zamítnuto normální rozdělení tlakové ztráty pro všechny typy uspořádání, čímž nebyl splněn předpoklad pro korektní použití analýzy rozptylu (ANOVA). Bylo možné však použít neparametrický Kruskalův-Wallisův test s velmi podobnou nulovou hypotézou – rovnost mediánů. Jestliže je p -hodnota větší než zvolená hladina významnosti α tak jako v tomto případě, rozdíly mezi mediány nejsou statisticky významné.

ID 01

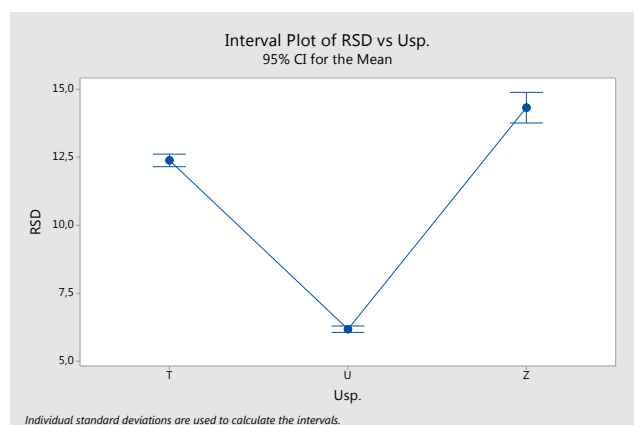
Kruskal-Wallis Test: dp versus Usp.

Kruskal-Wallis Test on dp

Usp.	N	Median	Ave Rank	Z
T	9	7272	18,1	0,83
U	11	4945	14,5	-0,70
Z	11	5059	15,8	-0,08
Overall	31		16,0	

H = 0,81 DF = 2 P = 0,668

Při analýze dat z kompletní sady modelů ID 01–07 bylo zamítnuto normální rozdělení nerovnoměrnosti toku i tlakové ztráty, proto byl vliv uspořádání na RSD, resp. Δp zjišťován pomocí Kruskalova-Wallisova testu. Zatímco z hlediska nerovnoměrnosti toku jsou rozdíly v rámci trojice uspořádání statisticky významné, u tlakových ztrát tomu tak není (p -hodnota $> \alpha$).



Obrázek 5.1. Střední hodnoty RSD v závislosti na uspořádání (modely ID 01)

ID 01--07

Kruskal-Wallis Test: RSD versus Usp.

Kruskal-Wallis Test on RSD

Usp.	N	Median	Ave Rank	Z
T	19	11,277	35,8	0,78
U	23	5,957	17,3	-4,95
Z	23	13,400	46,3	4,21
Overall	65		33,0	

H = 27,74 DF = 2 P = 0,000

Kruskal-Wallis Test: dp versus Usp.

Kruskal-Wallis Test on dp

Usp.	N	Median	Ave Rank	Z
T	19	7272	31,5	-0,40
U	23	19832	32,9	-0,03
Z	23	20191	34,3	0,41
Overall	65		33,0	

H = 0,23 DF = 2 P = 0,893

5.2 Vliv parametrů trubkového svazku

Hlavním cílem CFD analýz distribučních systémů bylo zhodnocení vlivu hlavních kanálů a způsobu připojení hrdel na nerovnoměrnost distribuce toku a tlakovou ztrátu. Zkoumání vlivu parametrů trubkových svazků se tedy omezilo pouze na počet trubek, N , popř. rozložení trubek ve svazku (v zákrytu či prostřídane) a korigovaný počet řad, R'_w . Počet trubek je závislý na rozložení trubek a počtu řad, proto byl použit coby nezávislá proměnná pouze počet trubek v následujících regresních analýzách. Vliv různého vnitřního průměru trubek ani roztečí (s přihlédnutím k danému rozložení trubek) nebyl hodnocen, jejich hodnoty byly shodné pro dané typy rozložení.

5.2.1 Vliv počtu trubek

Z regresních analýz nerovnoměrnosti distribuce toku (RSD) vyplývá, že pro jednotlivá uspořádání distribučních systémů je vliv počtu trubek nezanedbatelný (R^2 se pohybovalo mezi 58,7 % u uspořádání „Z“ až po 63,7 % v případě U-uspořádání). Protože však ani v jednom případě nebyl splněn předpoklad normálního rozložení reziduí, není korektní používat nástroje matematické statistiky odvozené za těchto předpokladů (testy hypotéz o koeficientech v rovnici přímky, intervaly spolehlivosti okolo přímek).

ID 01--06T

Regression Analysis: RSD versus N

Analysis of Variance

Source	DF	Adj SS	Adj MS	F-Value	P-Value
Regression	1	141,563	141,563	25,56	0,000
Error	17	94,169	5,539		
Total	18	235,732			

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
2,35358	60,05%	57,70%	50,12%

Regression Equation

RSD = 15,48 - 0,1827 N

ID 01--07U

Regression Analysis: RSD versus N

The regression equation is

RSD = 7,325 - 0,07202 N

S = 1,10696 R-Sq = 63,7% R-Sq(adj) = 62,0%

Analysis of Variance

Source	DF	SS	MS	F	P
Regression	1	45,2443	45,2443	36,92	0,000
Error	21	25,7327	1,2254		
Total	22	70,9770			

ID 01--07Z

Regression Analysis: RSD versus N

The regression equation is

RSD = 16,74 - 0,1625 N

S = 2,77675 R-Sq = 58,7% R-Sq(adj) = 56,7%

Analysis of Variance

Source	DF	SS	MS	F	P
Regression	1	230,258	230,258	29,86	0,000
Error	21	161,917	7,710		
Total	22	392,175			

Na rozdíl od nerovnoměrnosti distribuce toku se u tlakové ztráty výrazně projevuje vliv média (jak bude podrobněji popsáno dále), proto byl při regresních analýzách zohledněn ve formě střední hustoty média (vzduch: $\rho = 1,177 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, voda: $\rho = 998,2 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$) u každého uspořádání. Ani v jednom případě nebyl zamítnut Andersonův-Darlingův test hypotézy normality reziduí (p -hodnoty byly vyšší než 0,05), lze tedy použít interval spolehlivosti 95 %. Závislost tlakových ztrát, Δp , na počtu trubek, N , a rozdělení reziduí jsou zobrazena na obr. 5.2–5.7.

ID 01--06T

Regression Analysis: dp versus N; rho

Method

Categorical predictor coding (1; 0)

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
30011,1	59,74%	54,71%	43,40%

Coefficients

Term	Coef	SE Coef	T-Value	P-Value	VIF
Constant	-40508	18777	-2,16	0,047	
N	1303	461	2,83	0,012	1,00
rho					
998,200	56624	13805	4,10	0,001	1,00

Regression Equation

rho

1,177 dp = -40508 + 1303 N

998,200 dp = 16116 + 1303 N

Fits and Diagnostics for Unusual Observations

Obs	dp	Fit	Resid	Std Resid
03Tw	122643	55220	67422	2,37 R

R Large residual

ID 01--07U

Regression Analysis: dp versus N; rho

Method

Categorical predictor coding (1; 0)

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
27379,3	57,13%	52,84%	43,31%

Coefficients

Term	Coef	SE Coef	T-Value	P-Value	VIF
Constant	-33215	14399	-2,31	0,032	

N	1163	295	3,94	0,001	1,01
rho					
998,200	43481	11589	3,75	0,001	1,01

Regression Equation

rho

1,177 dp = -33215 + 1163 N

998,200 dp = 10266 + 1163 N

Fits and Diagnostics for Unusual Observations

Obs	dp	Fit	Resid	Std Resid	
03Uw	112141	45163	66978	2,55	R

R Large residual

ID 01--07Z

Regression Analysis: dp versus N; rho

Method

Categorical predictor coding (1; 0)

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
26701,2	56,13%	51,75%	42,24%

Coefficients

Term	Coef	SE Coef	T-Value	P-Value	VIF
Constant	-31092	14043	-2,21	0,039	
N	1115	288	3,88	0,001	1,01
rho					
998,200	41410	11302	3,66	0,002	1,01

Regression Equation

rho

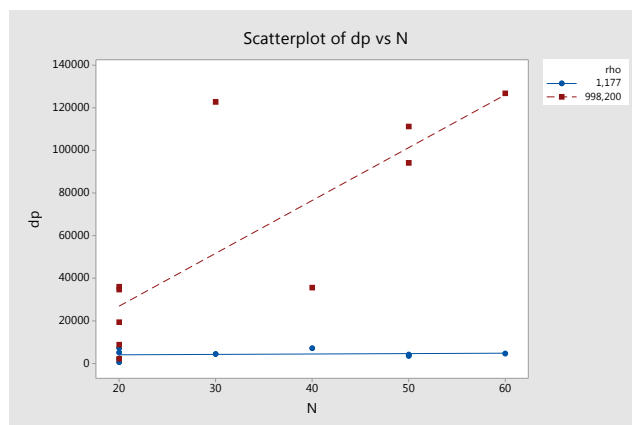
1,177 dp = -31092 + 1115 N

998,200 dp = 10319 + 1115 N

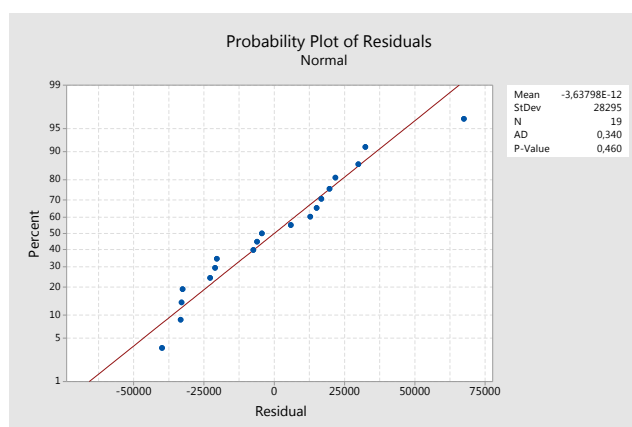
Fits and Diagnostics for Unusual Observations

Obs	dp	Fit	Resid	Std Resid	
03Zw	113113	43768	69345	2,71	R

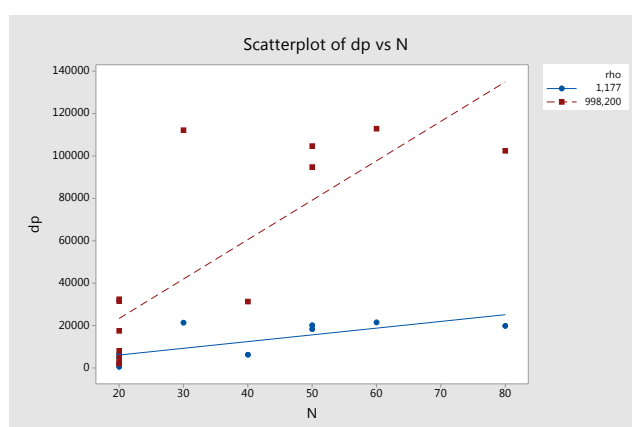
R Large residual



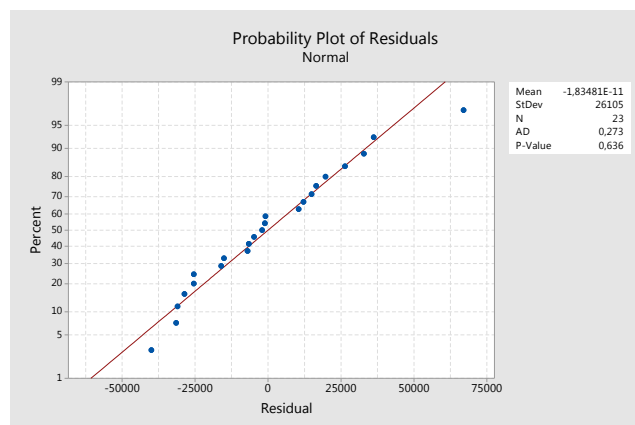
Obrázek 5.2. Závislost tlakové ztráty na počtu trubek u modelů ID 01–06 s uspořádáním „T“



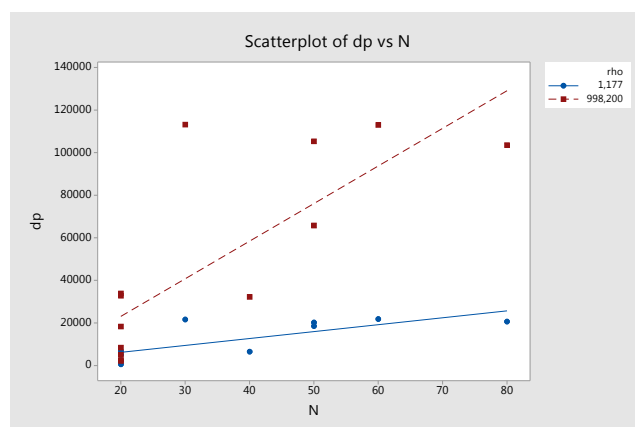
Obrázek 5.3. Normální rozdělení reziduí tlakové ztráty se spolehlivostí 95 %



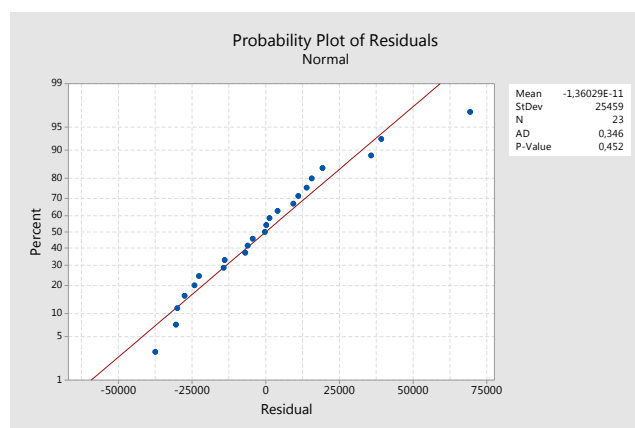
Obrázek 5.4. Závislost tlakové ztráty na počtu trubek u modelů ID 01–07 s uspořádáním „U“



Obrázek 5.5. Normální rozdělení reziduí tlakové ztráty se spolehlivostí 95 %



Obrázek 5.6. Závislost tlakové ztráty na počtu trubek u modelů ID 01–07 s uspořádáním „Z“



Obrázek 5.7. Normální rozdělení reziduí tlakové ztráty se spolehlivostí 95 %

5.2.2 Vliv počtu řad

Vliv korigovaného počtu řad (počet řad trubek, které jsou po šířce trubkovnice nejbližší ke vstupnímu objemu při uspořádání „U“ nebo „Z“), R'_w , na nerovnoměrnost toku a tlakovou ztrátu byl analyzován pomocí Kruskalova-Wallisova testu o rovnosti mediánů a Spearmanova koeficientu pořadové korelace u kompletního souboru dat modelů ID 01–07:

ID 01--07

Kruskal-Wallis Test: RSD versus R'_w

Kruskal-Wallis Test on RSD

R'_w	N	Median	Ave Rank	Z
1	31	12,312	43,9	4,45
2	12	7,059	32,4	-0,12
3	18	3,300	18,0	-3,96
4	4	4,476	17,5	-1,69
Overall	65		33,0	

$H = 24,40$ $DF = 3$ $P = 0,000$

Spearman Rho: RSD; R'_w

Spearman rho for RSD and $R'_w = -0,609$

P-Value = 0,000

Kruskal-Wallis Test: dp versus R'_w

Kruskal-Wallis Test on dp

R'_w	N	Median	Ave Rank	Z
1	31	5189	22,4	-4,33
2	12	26462	40,6	1,54
3	18	43785	43,4	2,74
4	4	61525	46,0	1,42
Overall	65		33,0	

$H = 19,08$ $DF = 3$ $P = 0,000$

Spearman Rho: dp; R'_w

Spearman rho for dp and $R'_w = 0,529$

P-Value = 0,000

Z uvedeného popisu Kruskalových-Wallisových testů vyplývá, že není zamítnuta hypotéza rozdílných mediánů RSD, ani Δp pro různý korigovaný počet řad (v obou případech je p -hodnota menší než hladina významnosti α). Spearmanův korelační test nezamítá klesající závislost RSD (záporná hodnota Spearmanova koeficientu) na korigovaném počtu řad, ani růst tlakové ztráty s vyšším po-

čtem řad (kladná hodnota koeficientu).

Zatímco testovaných geometrií s jednou až třemi korigovanými řadami trubek bylo více, v případě čtyř korigovaných řad šlo pouze čtyři modely ID 07 s uspořádáním „U“ a „Z“.

5.2.3 Vliv rozložení trubek

Rozložení trubek ve svazku – v zákrytu („90°“), prostřídane („60°“ či prostřídane volně („45°“)) – výrazně ovlivňuje nerovnoměrnost toku i tlakovou ztrátu. Dle výsledků Kruskalova-Wallisova testu je statisticky významný rozdíl mezi mediány RSD i Δp u modelů ID 01–07. Nutno poznamenat, že bylo testováno pouze 6 modelů (ID 06) s rozložením trubek „45°“.

ID 01--07

Kruskal-Wallis Test: RSD versus Rozl.

Kruskal-Wallis Test on RSD

Rozl.	N	Median	Ave Rank	Z
45°	6	2,662	4,7	-3,85
60°	12	5,813	22,5	-2,13
90°	47	11,130	39,3	4,34
Overall	65		33,0	

H = 22,39 DF = 2 P = 0,000

Kruskal-Wallis Test: dp versus Rozl.

Kruskal-Wallis Test on dp

Rozl.	N	Median	Ave Rank	Z
45°	6	42117	39,3	0,86
60°	12	63117	45,1	2,45
90°	47	8068	29,1	-2,68
Overall	65		33,0	

H = 7,57 DF = 2 P = 0,023

5.3 Vliv provozních parametrů

Pro zjištění závislosti nerovnoměrnosti distribuce toku a tlakové ztráty na provozních parametrech (druh média, hmotnostní průtok) byla použita kompletní sada modelů systémů ID 01–07. Aby mohl být co nejvíce potlačen vliv jiných (geometrických) parametrů na RSD a Δp , byla dále zvlášť analyzována data z modelů ID 01, tedy systémy s jednou řadou 20 trubek při různých hmotnostních průtocích vody, resp. vzduchu. Změny průtoků byly prováděny u těchto 31 modelů s ohledem na Reynoldsovo číslo, popř. na rychlost média ve vstupním objemu, byla-li dostatečná pro turbulentní charakter proudění.

5.3.1 Vliv média

Zhodnocení vlivu média na nerovnoměrnost toku jako samostatné proměnné je poněkud problematické. Ať už by bylo hodnocení prováděno pomocí označení „voda“/„vzduch“, hustoty či dynamické viskozity, vždy se jednalo o opakované měření ve dvou bodech.

Rozdíl mezi tokem vzduchu a vody byl u modelů ID 01 analyzován pomocí Mannova-Whitneyho testu. Při zamítnutí nulové hypotézy (p -hodnota $\leq \alpha$) lze označit rozdíl mezi mediány za statisticky významný a naopak.

ID 01

Mann-Whitney Test and CI: RSD vzduch; RSD voda

	N	Median
RSD vzduch	12	12,365
RSD voda	19	12,312

Point estimate for $\eta_1 - \eta_2$ is -0,075

95,1 Percent CI for $\eta_1 - \eta_2$ is (-2,076;1,425)

W = 184,0

Test of $\eta_1 = \eta_2$ vs $\eta_1 \neq \eta_2$ is significant at 0,7610

Mann-Whitney Test and CI: dp vzduch; dp voda

	N	Median
dp vzduch	12	3616,4
dp voda	19	8835,6

Point estimate for $\eta_1 - \eta_2$ is -7667,2

95,1 Percent CI for $\eta_1 - \eta_2$ is (-25886,6;-1537,5)

W = 126,0

Test of $\eta_1 = \eta_2$ vs $\eta_1 \neq \eta_2$ is significant at 0,0079

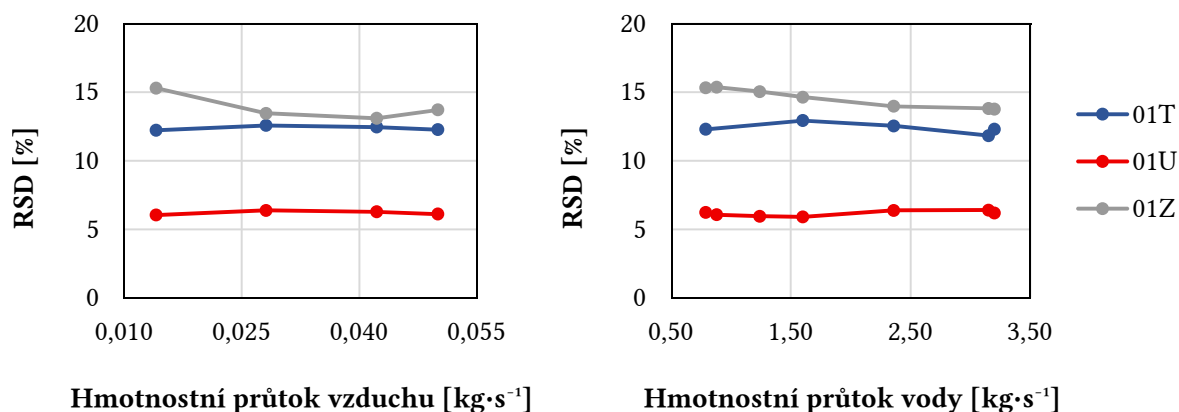
Zatímco u nerovnoměrnosti toku nebyl pozorován statisticky významný rozdíl (p -hodnota = 0,7610) pro modely ID 01, mezi mediány tlakových ztrát byl statisticky významný rozdíl (p -hodnota $< \alpha$) při intervalu spolehlivosti 95 %. Velká podobnost nerovnoměrnosti distribuce toku vzduchu a vody je patrná i z obr. 5.8.

Vliv média na RSD a Δp byl dále posuzován pouze v kombinaci s hmotnostním průtokem, \dot{m} .

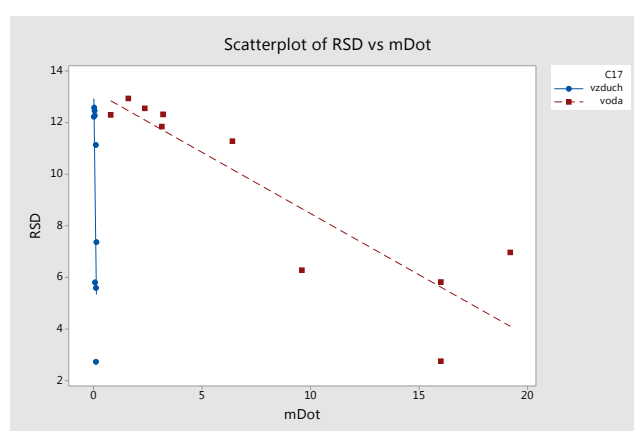
5.3.2 Vliv hmotnostního průtoku

Závislosti nerovnoměrnosti distribuce toku a tlakové ztráty na tomto provozním parametru byly vyhodnocovány pro každé uspořádání zvlášť. Jak bylo naznačeno výše, vliv hmotnostního průtoku na RSD i tlakovou ztrátu byl dále analyzován společně s kategorizací pracovní látky. Při regresní analýze byly tedy sestrojeny dvě přímky – jedna pro závislost RSD (Δp) na průtoku vzduchu, jedna pro RSD (Δp) v závislosti na průtoku vody.

V případě systémů ID 01–07 s T-uspořádáním regresní analýza vlivu hmotnostního průtoku na RSD vyústila v model se dvěma rovnicemi (znázorněno na obr. 5.9), který popisuje 66,26 % variability



Obrázek 5.8. Nerovnoměrnost distribuce toku vzduchu a vody v systémech ID 01



Obrázek 5.9. Závislost RSD na hmotnostním průtoku u modelů ID 01–07 s T-uspořádáním

odezvy. Normální rozdělení reziduí nebylo zamítnuto (p -hodnota je větší než hladina významnosti α , viz obr. 5.10), regresní funkce mají tedy statisticky významně nenulové koeficienty na intervalu spolehlivosti 95 %.

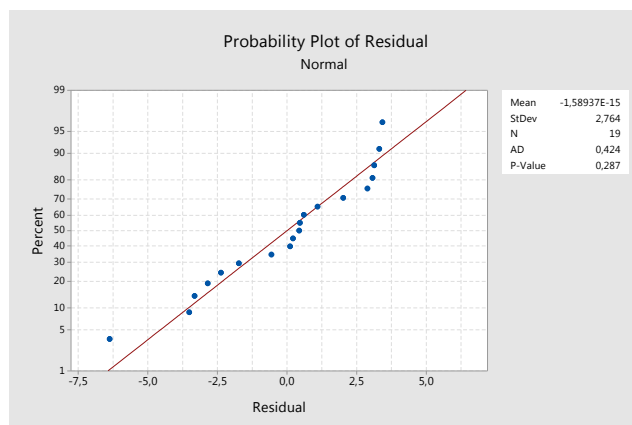
Rovnice vyjadřující závislost RSD na hmotnostním průtoku vzduchu, resp. vody se liší svými směnicemi, posunutí se statisticky významně neliší v případě distribučních systémů s uspořádáním „U“. Přestože tyto přímky popisují 77,94 % variability RSD, nelze garantovat zvolené α , neboť nebyly splněny předpoklady normality reziduí. Obdobná situace nastala i u modelů se Z-uspořádáním, nelze tedy garantovat interval spolehlivosti 95 % pro závislost RSD na hmotnostním průtoku (p -hodnota byla nižší než 0,05). V obou případech – uspořádání „U“ a „Z“ – jsou také odlehla pozorování u modelů ID 06.

ID 01--06T

Regression Analysis: RSD versus mDot; rho

Method

Categorical predictor coding (1; 0)



Obrázek 5.10. Normální rozdělení reziduí se spolehlivostí 95 %

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
2,30276	66,26%	59,51%	43,80%

Coefficients

Term	Coef	SE Coef	Coef	T-Value	P-Value	VIF
Constant	13,85	1,61		8,59	0,000	
mDot	-65,4	19,6		-3,33	0,005	52028,30
rho						
998,200	-0,63	1,97		-0,32	0,752	3,47
mDot*rho						
998,200	65,0	19,6		3,31	0,005	52416,83

Regression Equation

rho

1,177 RSD = 13,85 - 65,4 mDot

998,200 RSD = 13,22 - 0,474 mDot

ID 01--07U

Regression Analysis: RSD versus mDot; rho

Method

Categorical predictor coding (998,200; 1,177)

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
0,907779	77,94%	74,46%	64,44%

Coefficients

Term	Coef	SE Coef	Coef	T-Value	P-Value	VIF
Constant	6,422	0,459		14,00	0,000	

mDot	-12,45	2,26	-5,52	0,000	7403,00
rho					
998,200	-0,014	0,582	-0,02	0,981	2,33
mDot*rho					
998,200	12,26	2,26	5,43	0,000	7492,89

Regression Equation

rho

1,177 RSD = 6,422 - 12,45 mDot

998,200 RSD = 6,407 - 0,1868 mDot

Fits and Diagnostics for Unusual Observations

Obs	RSD	Fit	Resid	Std Resid	
06Uw	1,382	3,418	-2,036	-2,43	R
06Ua	1,304	3,309	-2,004	-2,40	R

R Large residual

ID 01--07Z

Regression Analysis: RSD versus mDot; rho

Method

Categorical predictor coding (1; 0)

Model Summary

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
2,28325	74,74%	70,76%	57,35%

Coefficients

Term	Coef	SE Coef	T-Value	P-Value	VIF
Constant	14,26	1,15	12,37	0,000	
mDot	-26,63	5,68	-4,69	0,000	7403,00
rho					
998,200	0,78	1,47	0,54	0,598	2,33
mDot*rho					
998,200	26,18	5,68	4,61	0,000	7492,89

Regression Equation

rho

1,177 RSD = 14,26 - 26,63 mDot

998,200 RSD = 15,048 - 0,4486 mDot

Fits and Diagnostics for Unusual Observations

Obs	RSD	Fit	Resid	Std Resid	
06Zw	2,73	7,87	-5,14	-2,44	R
06Za	2,59	7,61	-5,01	-2,38	R

R Large residual

Z rovnice (5.2) níže vyplývá, že tlaková ztráta, Δp , je kromě vlastností média (hustota, ρ ; dynamická viskozita, μ) a geometrických charakteristik (délka potrubí, L ; hydraulický průměr, d_h) závislá i na rychlosti proudění, u . Tu lze vyjádřit pomocí hmotnostního průtoku, \dot{m} , z rovnice kontinuity (5.3). Dále hmotnostní průtok ovlivňuje i ztrátový součinitel, λ , který je závislý na Reynoldsově číslu (5.4). Při analýze závislosti tlakové ztráty na hmotnostním průtoku byl proto využit polynom druhého řádu.

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{d_h} \rho \frac{u^2}{2} \quad (5.2)$$

$$\dot{m} = A \cdot \rho \cdot u \quad (5.3)$$

$$\text{Re} = \frac{u \cdot d_h \cdot \rho}{\mu} \quad (5.4)$$

Regresní modely ve formě polynomů druhého řádu popisují velkou část variability tlakové ztráty, což vyjadřují poměrně vysoké hodnoty koeficientu determinace, R^2 . U souboru modelů s T-uspořádáním nelze garantovat statistickou významnost na hladině 5 %, protože Andersonův-Darlingův test zamítl normální rozložení reziduí (p -hodnota byla nižší než hladina významnosti α). U modelů s „U“, resp. „Z“ uspořádáním nebyla hypotéza normality reziduí zamítnuta, regresní funkce tedy mají statisticky významně nenulové koeficienty na hladině 5 %. Regresní křivka závislosti tlakové ztráty na hmotnostním průtoku a rozdělení reziduí pro modely s U-uspořádáním jsou znázorněny na obr. 5.11 a 5.12. Klesající charakter křivky mezi hmotnostními průtoky 20 a 25 kg·s⁻¹ je dán především posledním datovým bodem. Malý počet bodů v této části a mírně nižší tlaková ztráta u posledního měření způsobuje pokles funkce, která je získána minimalizací součtu čtverců odchylek bodů od křivky. Neshoduje se tedy s výše zmíněnými vztahy (5.2)–(5.4), ze kterých plyne, že tlaková ztráta roste s druhou mocninou hmotnostního průtoku.

ID 01--06T

Polynomial Regression Analysis: dp versus mDot

The regression equation is

dp = 1349 + 11000 mDot - 252,5 mDot^2

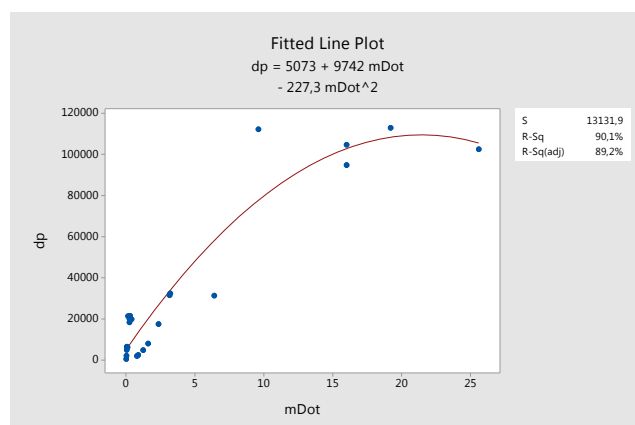
S = 13369,0 R-Sq = 92,0% R-Sq(adj) = 91,0%

Analysis of Variance

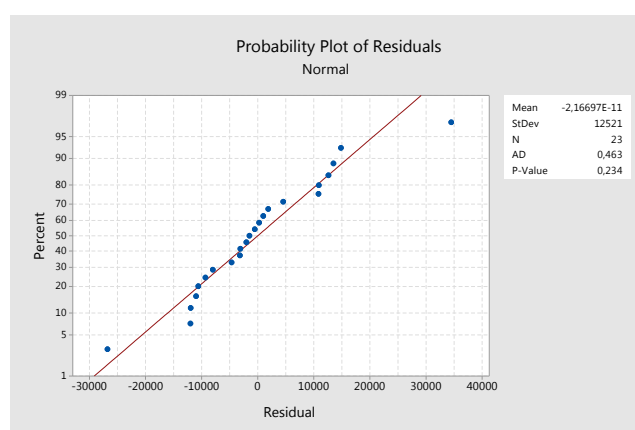
Source	DF	SS	MS	F	P
Regression	2	3,29361E+10	1,64680E+10	92,14	0,000
Error	16	2,85969E+09	1,78731E+08		
Total	18	3,57957E+10			

Sequential Analysis of Variance

Source	DF	SS	F	P
Linear	1	3,21033E+10	147,80	0,000
Quadratic	1	8,32724E+08	4,66	0,046



Obrázek 5.11. Regresní křivka závislosti tlakové ztráty na hmotnostním průtoku u modelů s U-uspořádáním



Obrázek 5.12. Normální rozdělení reziduí se spolehlivostí 95 %

ID 01--07U

Polynomial Regression Analysis: dp versus mDot

The regression equation is

$$dp = 5073 + 9742 \text{ mDot} - 227,3 \text{ mDot}^2$$

S = 13131,9 R-Sq = 90,1% R-Sq(adj) = 89,2%

Analysis of Variance

Source	DF	SS	MS	F	P
Regression	2	3,15246E+10	1,57623E+10	91,40	0,000
Error	20	3,44896E+09	1,72448E+08		
Total	22	3,49735E+10			

Sequential Analysis of Variance

Source	DF	SS	F	P
Linear	1	2,91686E+10	105,52	0,000
Quadratic	1	2,35594E+09	13,66	0,001

ID 01--07Z

Polynomial Regression Analysis: dp versus mDot

The regression equation is

$$dp = 6340 + 8753 \text{ mDot} - 192,8 \text{ mDot}^2$$

$$S = 15213,3 \quad R\text{-Sq} = 85,8\% \quad R\text{-Sq(adj)} = 84,3\%$$

Analysis of Variance

Source	DF	SS	MS	F	P
Regression	2	2,78771E+10	1,39386E+10	60,22	0,000
Error	20	4,62886E+09	2,31443E+08		
Total	22	3,25060E+10			

Sequential Analysis of Variance

Source	DF	SS	F	P
Linear	1	2,61824E+10	86,95	0,000
Quadratic	1	1,69473E+09	7,32	0,014

5.3.3 Vliv Reynoldsova čísla v trubkách

U systémů ID 01 bylo 6 modelů s hmotnostními průtoky vzduchu, resp. vody, které vycházely z původního zadání ($0,05 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$, resp. $3,20 \text{ kg}\cdot\text{s}^{-1}$), doplněno na celkový počet 9 modelů „T“, 11 modelů „U“ a 11 modelů „Z“. Průtoky pro zaokrouhlené hodnoty Reynoldsova čísla v trubkách byly uvedeny již v tab. 4.3 na str. 21.

Vliv Reynoldsova čísla v trubkách, Re_t , na nerovnoměrnost distribuce toku byl zkoumán pomocí Spearmanova koeficientu pořadové korelace, který nepředpokládá normální rozdělení veličin. Pakliže se jeho hodnoty blíží jedné, je mezi proměnnými monotónní závislost. Protože se však RSD a Re_t mění rozdílně u 31 modelů ID 01, byla hypotéza monotónní závislosti zamítnuta.

ID 01

Spearman Rho: RSD; Re_t Spearman rho for RSD and Re_t = -0,050

P-Value = 0,789

Závislost RSD na Reynoldsově číslu v trubkách, Re_t , byla analyzována i pro každé uspořádání zvlášť. Přestože testy nezamítly hypotézu normality reziduí u modelů ID 01 s uspořádáním „T“, resp.

„U“ regresní funkce vysvětlují pouze 10,4 %, resp. 20,8 % variability RSD, jak je popsáno níže. Vliv Re_t na nerovnoměrnost distribuce toku je velmi malý. Nerovnoměrnost toku v systémech ID 01 se Z-uspořádáním byla Reynoldsovým číslem ovlivněna více, avšak kvůli zamítnutí hypotézy normálního rozložení reziduí nelze rozhodnout o statistické významnosti koeficientů v rovnici získané metodou nejmenších čtverců na zvolené hladině 5 % (p -hodnota $> \alpha$). Na obr. 5.13–5.18 jsou znázorněny relativní odchylky hmotnostních průtoků vzduchu, resp. vody pro jednotlivá uspořádání ID 01. Z grafů je patrné, že změny Reynoldsova čísla v trubkách výrazně neovlivňují distribuci tekutiny.

ID 01T

Regression Analysis: RSD versus Re_t

The regression equation is

$$RSD = 12,60 - 0,000016 Re_t$$

$$S = 0,302012 \quad R-Sq = 10,4\% \quad R-Sq(adj) = 0,0\%$$

Analysis of Variance

Source	DF	SS	MS	F	P
Regression	1	0,074041	0,0740406	0,81	0,398
Error	7	0,638477	0,0912110		
Total	8	0,712518			

ID 01U

Regression Analysis: RSD versus Re_t

The regression equation is

$$RSD = 6,011 + 0,000014 Re_t$$

$$S = 0,165090 \quad R-Sq = 20,8\% \quad R-Sq(adj) = 12,0\%$$

Analysis of Variance

Source	DF	SS	MS	F	P
Regression	1	0,064509	0,0645093	2,37	0,158
Error	9	0,245294	0,0272549		
Total	10	0,309803			

ID 01Z

Regression Analysis: RSD versus Re_t

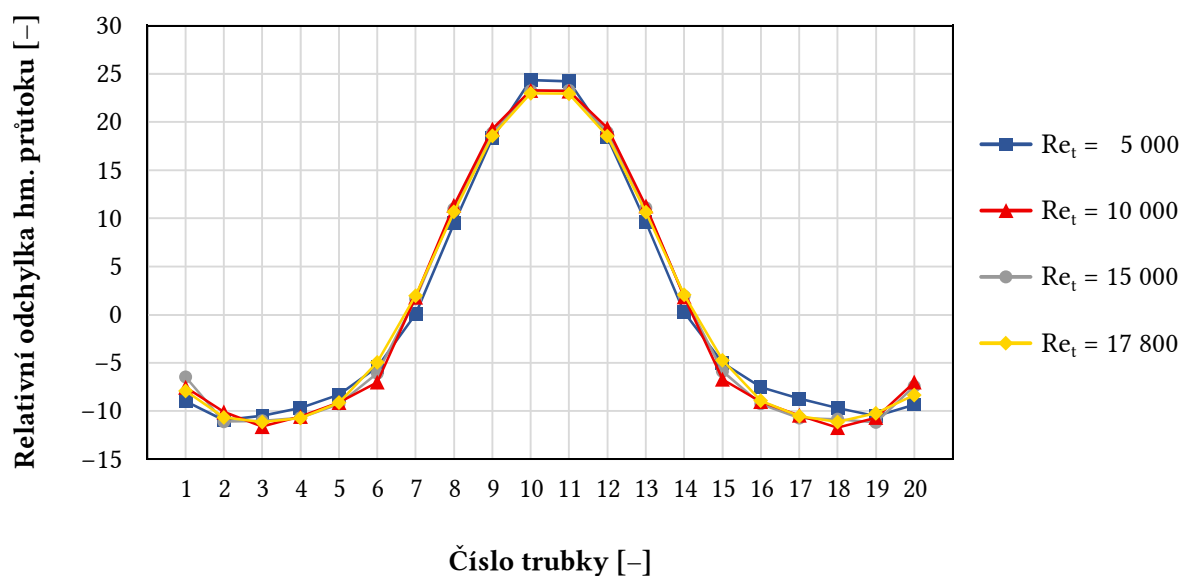
The regression equation is

$$RSD = 15,68 - 0,000113 Re_t$$

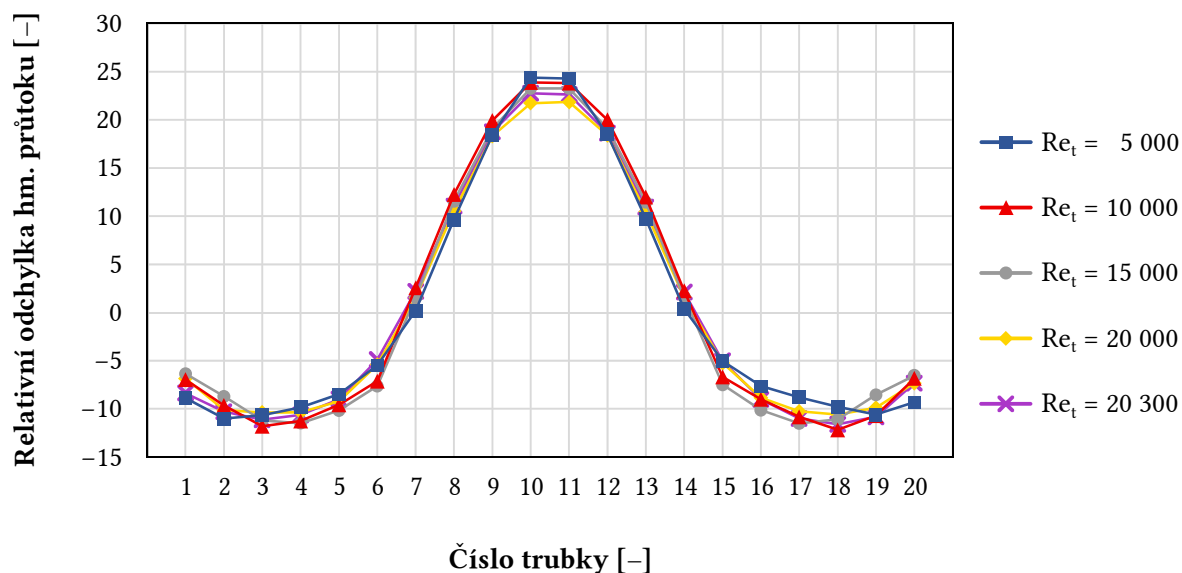
$$S = 0,530884 \quad R-Sq = 63,7\% \quad R-Sq(adj) = 59,6\%$$

Analysis of Variance

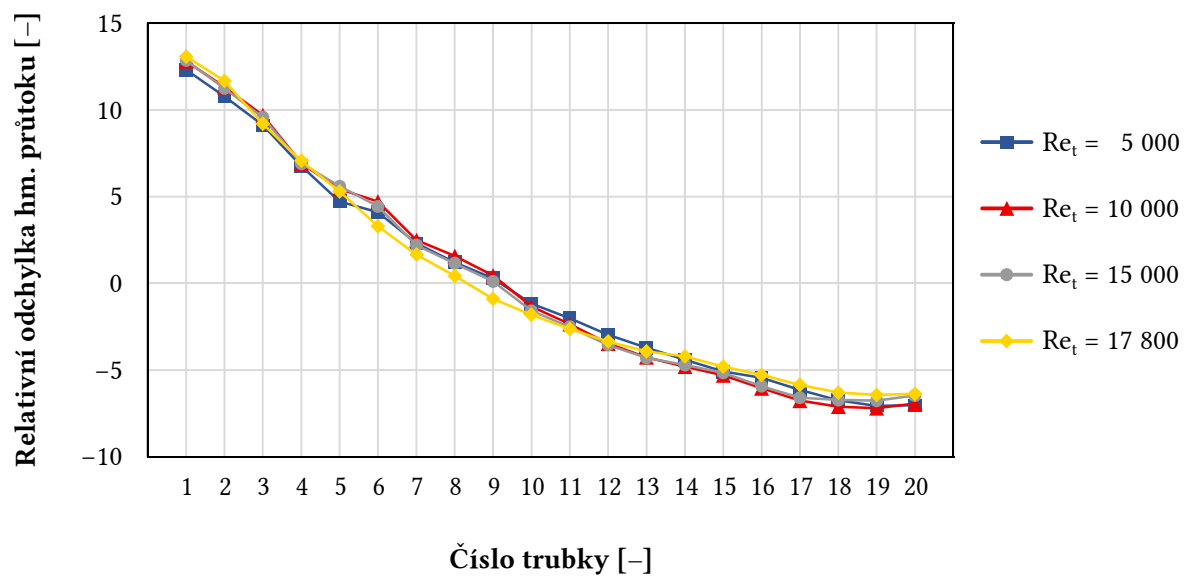
Source	DF	SS	MS	F	P
Regression	1	4,44246	4,44246	15,76	0,003
Error	9	2,53654	0,28184		
Total	10	6,97899			



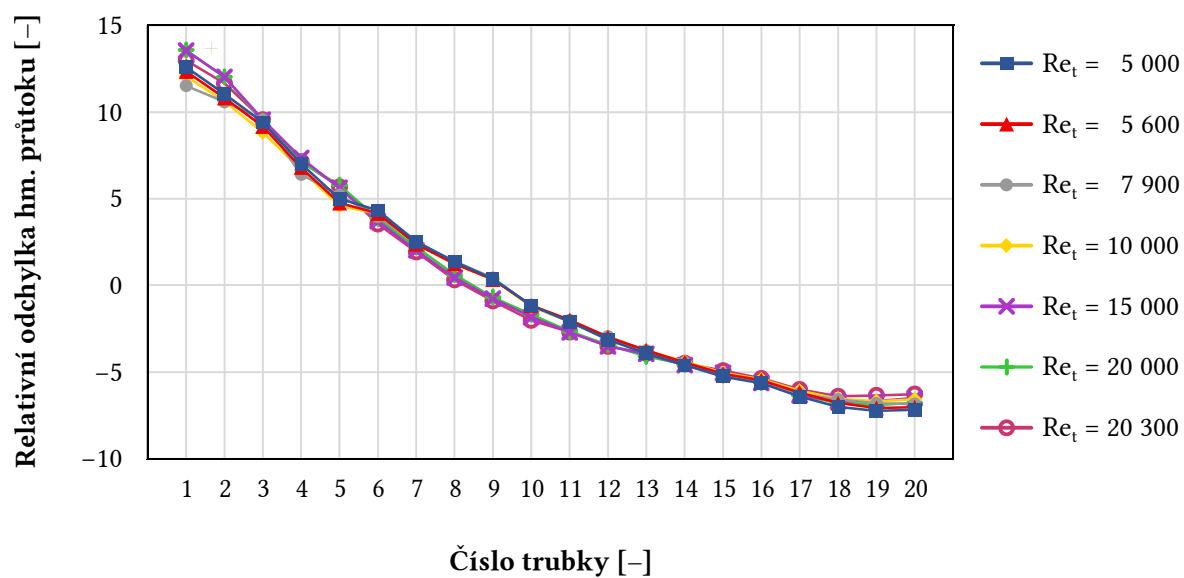
Obrázek 5.13. Relativní odchylka hm. průtoků vzduchu u modelů ID 01 s T-uspořádáním



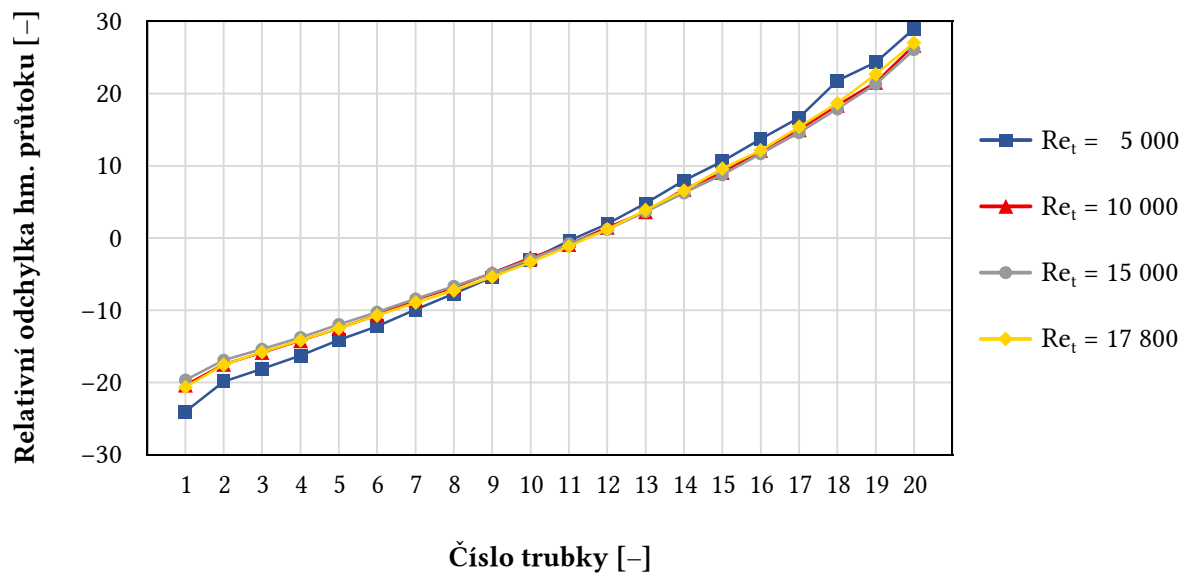
Obrázek 5.14. Relativní odchylka hm. průtoků vody u modelů ID 01 s T-uspořádáním



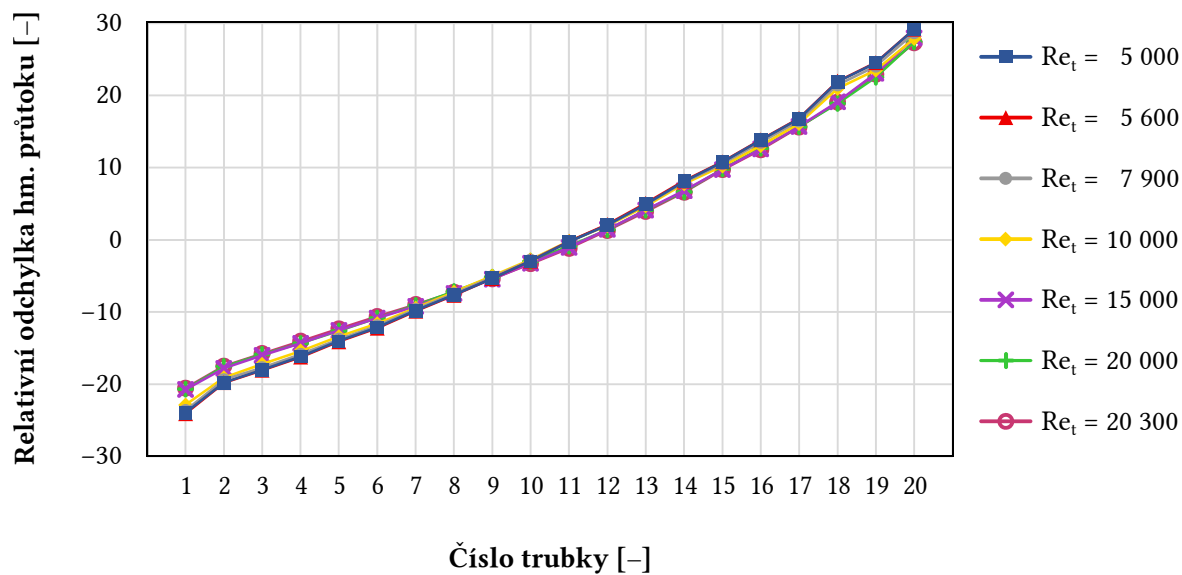
Obrázek 5.15. Relativní odchylka hm. průtoků vzduchu u modelů ID 01 s U-uspořádáním



Obrázek 5.16. Relativní odchylka hm. průtoků vody u modelů ID 01 s U-uspořádáním



Obrázek 5.17. Relativní odchylka hm. průtoků vzduchu u modelů ID 01 se Z-uspořádáním



Obrázek 5.18. Relativní odchylka hm. průtoků vody u modelů ID 01 se Z-uspořádáním

Zjednodušený CFD model

Simulace proudění v distribučních systémech, jejichž nastavení a výsledky byly popsány v předcházejících kapitolách, byly provedeny v programu ANSYS Fluent (ANSYS Inc., 2016b), tedy v klasickém CFD softwaru. Hlavní dvě nevýhody klasických CFD analýz tkví v mnohdy zdoluhavé přípravě modelu (především kvalitní výpočetní síť – viz část 4.2) a vysoké výpočtové náročnosti. Při využití clusteru trvaly stacionární výpočty 3D úloh řádově jednotky hodin, nestacionární simulace potom jednotky až desítky dnů. Je evidentní, že tento přístup nelze využít v počáteční fázi návrhu zařízení, kdy je vybíráno z velkého množství různých geometrií distribučních systémů, neboť by byl nepřiměřeně nákladný. Během úvodní části je třeba rychle vybrat několik málo nejvhodnějších variant řešení, u nichž pak může být chování systému analyzováno pomocí detailnějších CFD modelů. Právě rychlá a přijatelně přesná analýza proudění je účelem zjednodušených modelů. Jak už bylo zmíněno v 2. kapitole, tyto modely bývají často vytvořené na míru, a proto se jejich využití omezuje na užší okruh zařízení. U své aplikace, která využívá zjednodušený CFD model, si Turek et al. (2016) kladou za cíl poskytnout rychle dostatečně přesné údaje o chování (nerovnoměrnosti toku, tlakové ztrátě) distribučních systémů s hustými svazky trubek.

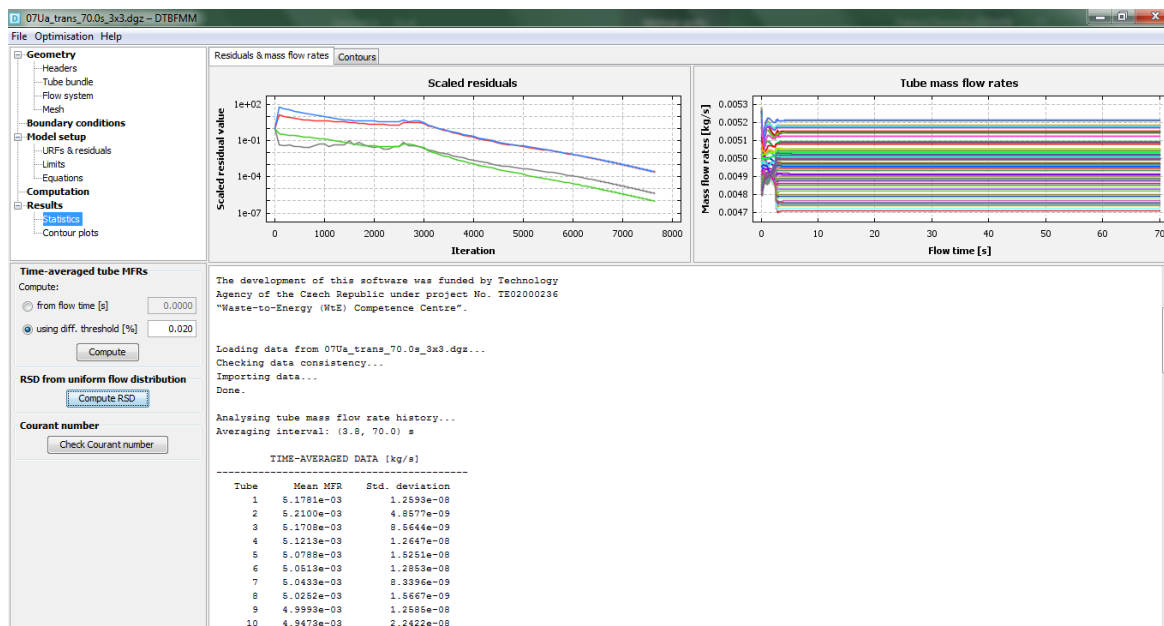
Představená aplikace (obr. 6.1) umožňuje uživateli snadno nastavit geometrické parametry distribučního systému, tj. údaje vztahující se k:

- hlavním kanálům – výška, šířka, délka, délka vstupního/výstupního objemu¹;
- trubkovému svazku – počet řad a rozteč mezi nimi, počet trubek v řadě, rozložení trubek ve svazku („90°“, „60°“, „45°“), vnitřní průměr a délka trubek;
- uspořádání systému – „U“, „Z“, resp. bez kolektoru.

CFD model (Turek et al., 2016) pracuje s 3D výpočetní sítí složenou pouze z buněk ve tvaru kvádrů. Toto hlavní zjednodušení umožňuje zmenšit velikost sítě (počet buněk) a tím i výpočetní čas. Gradienty veličin, které je nutné při výpočtu zjišťovat, jsou navíc přímo rovny stěnovým tokům (vektory toků jsou na stěny kolmé), což také přispívá ke snížení náročnosti výpočtu. Zároveň si síť zachovává v oblastech velkých gradientů (ústí trubek a hrdel) přijatelnou kvalitu, jelikož je využit *growth factor* 1,0. Nevýhoda takovéto výpočetní sítě spočívá v nahrazení válcové trubky pouze kvádry. Ty jsou vytvořené tak, aby zůstala stejná plocha příčného průřezu

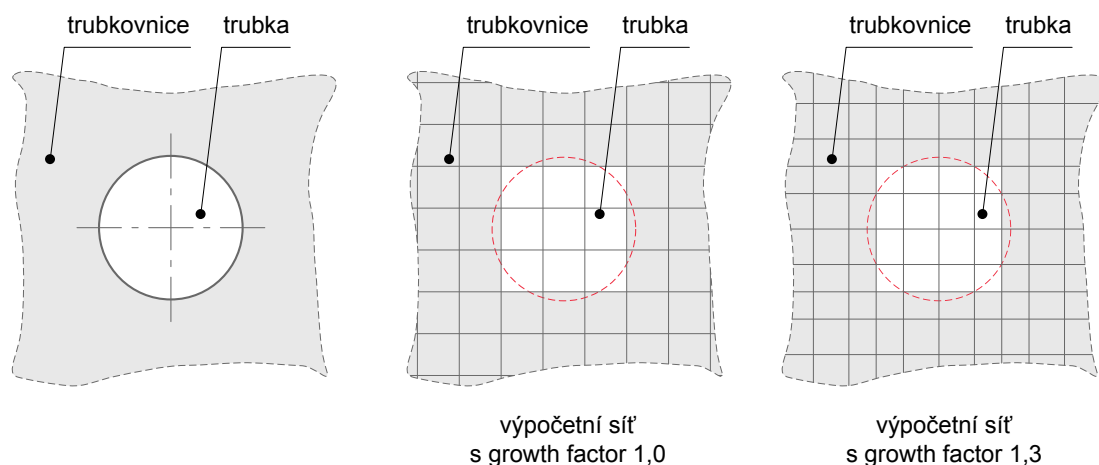
$$\pi \frac{d^2}{4} = N^2 \cdot l_{tc}^2, \quad (6.1)$$

¹Vstupní a výstupní objemy jsou přidány k hlavním kanálům za účelem zlepšení konvergence výpočtu. Víření tekutiny spojené s příliš malou vzdáleností mezi vstupem (výstupem) systému a ústím trubek by mohlo působit problémy při numerickém řešení.



Obrázek 6.1. Prostředí vyvíjeného simulačního nástroje

každá trubka je tedy nahrazena zvoleným počtem N buněk (o střední délce hrany l_c) napříč průměrem trubky. Kvalitu sítě lze zlepšit aplikací *growth factor*, který však musí být vhodně zvolen, aby nedošlo k přílišné deformaci buněk. *Growth factor* také umožňuje výrazně snížit počet buněk sítě upravením hustoty sítě v oblastech, kde nedochází k velkým změnám veličin, jako např. dále v trubkách či ve vstupním a výstupním objemu. Na obr. 6.2 je v pohledu směrem do ústí trubek ukázána vytvořená výpočetní síť trubky se stejně velkými buňkami (obr. 6.2 uprostřed) a s buňkami o různé velikosti při využití *growth factor* 1,3 (obr. 6.2 vpravo).



Obrázek 6.2. Původní geometrie trubky (vlevo) a její nahrazení výpočetní sítí – 3×3 stejně velkými kvádrovými buňkami (uprostřed) nebo 4×4 různě velkými buňkami při aplikaci *growth factor* (vpravo); buňky trubky jsou znázorněny bíle, buňky nahrazující trubkovnici šedě (převzato z Turek et al., 2016)

Svázání rovnic pro rychlost a tlak bylo řešeno pomocí metody SIMPLE, popř. její varianty SIM-
PLEC, která má lepší rychlost konvergence než původní algoritmus, ale i vyšší výpočetní nároky
v jedné iteraci (Hájek, 2008). Použitá diskretizační schémata byla prvního řádu. Jejich hlavní vý-
hodou je malá výpočetní náročnost a dostatečná přesnost řešení. Jak zmiňují Turek et al. (2016),
schémata druhého řádu sice poskytují přesnější výsledky, zároveň však navyšují výpočetní čas,
což je u zjednodušeného modelu nežádoucí. Rovnice energie nebyla řešena, protože bylo modelo-
váno pouze adiabatické proudění (tepelný tok stěnami trubek byl nulový). Její použití by přesnost
výsledku ovlivnilo jen nepatrně, zato by výrazně narostl výpočetní čas (Turek et al., 2016).

Okrajové podmínky použité u klasických a zjednodušených CFD modelů se shodovaly, jednalo
se tedy o vstup s definovaným hmotnostním průtokem (*mass flow inlet*), výstupní plochu s předem
daným tlakem (*pressure outlet*) a nepohyblivé stěny s nulovou rychlostí tekutiny u stěny (*stationary
wall, no slip*).

6.1 Porovnání zjednodušeného modelu a klasického CFD

Výše zmíněné nastavení zjednodušeného CFD modelu bylo použito u simulací proudění v distri-
bučních systémech s „U“ a „Z“ uspořádáním. Pro účely porovnání s klasickými CFD analýzami
budou prezentovány výsledky distribučních systémů ID 02Z, ID 07U a varianta systému ID 05Z.
Geometrické parametry těchto systémů dále označovaných I–III shrnuje tab. 6.1.

Simulační nástroj (Turek et al., 2016) umožňuje velmi rychlou přípravu modelů stejně jako sa-
motné výpočty. Při využití běžného kancelářského počítače (Intel i5-2500k CPU) trvaly stacionární
simulace s výpočetní sítí typu 1×1 (1 buňka napříč průměrem trubky) řádově jednotky sekund, přes-
tože výpočet využíval pouze jedno CPU jádro. U sítě typu 2×2 (2 buňky napříč průměrem trubky)

Tabulka 6.1. Geometrické parametry řešených distribučních systémů (veškeré délkové roz-
měry jsou v mm)

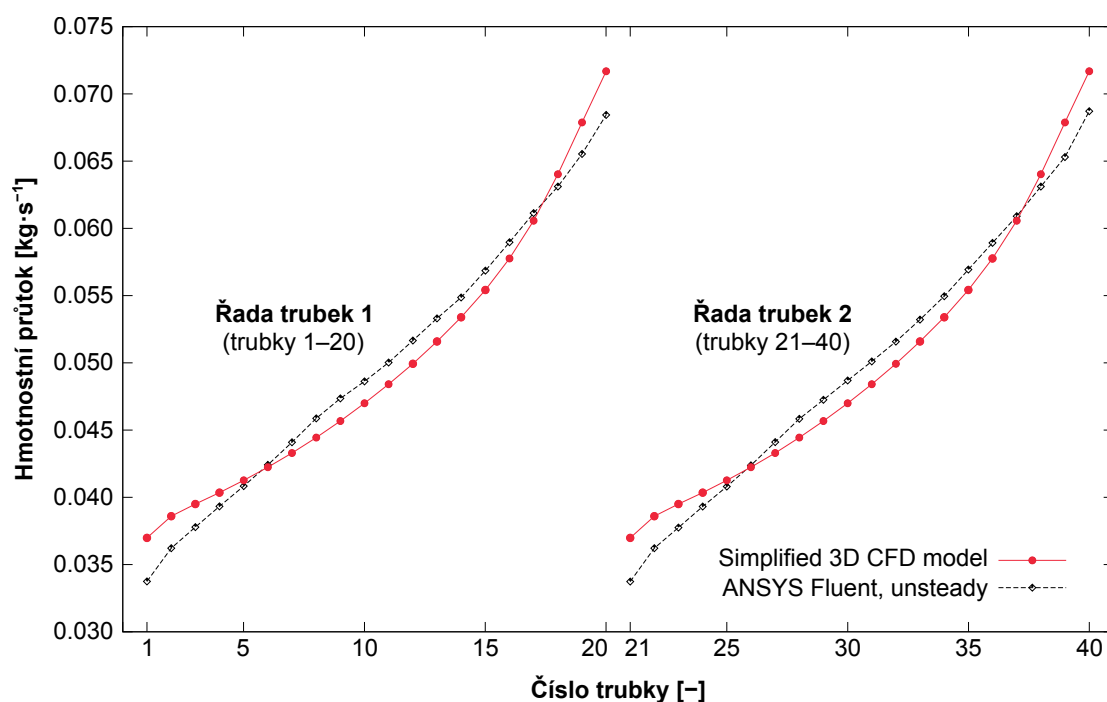
	Distribuční systém I	Distribuční systém II	Distribuční systém III
ID a uspořádání systému	02Z	05Z	07U
Parametry hlavních kanálů:			
– šířka trubkovnice	40,0	55,0	70,0
– délka trubkovnice	320,0	200,0	320,0
– délka vst./výst. objemu	60,0	100,0	70,0
– výška hlavního kanálu	40,0	55,0	70,0
Parametry svazku trubek:			
– rozložení trubek	v zákrytu („90°“)	prostrádané volné („45°“)	v zákrytu („90°“)
– počet řad	2	5	4
– počet trubek v řadě	20	10	20
– podélná rozteč trubek	15,6	8,86	15,6
– příčná rozteč trubek	15,6	17,72	15,6
Parametry trubek:			
– vnitřní průměr	10,0	10,0	10,0
– délka	2000,0	500,0	2000,0

činil výpočetní čas řádově jednotky minut. Dosažené snížení výpočetního času je ještě výraznější ve srovnání s jednotkami hodin při současném využití až 16 CPU jader, které trvaly stacionární simulace využívající klasický CFD software (ANSYS Inc., 2016b).

U distribučního systému I, který byl zmíněn i v (Turek et al., 2016), byl modelován hmotnostní průtok vody $2 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Tab. 6.2 uvádí výsledné hodnoty tlaků, teploty a nerovnoměrnosti distribuce toku (RSD), které byly získány pomocí zjednodušeného 3D CFD modelu (stacionárního výpočtu) a klasickou CFD analýzou v programu ANSYS Fluent (nestacionárním výpočtem). Grafické srovnání hmotnostních průtoků v jednotlivých trubkách poskytuje obr. 6.3. Přestože byl v tomto případě využit model s výpočetní sítí typu 1×1 , hodnoty hmotnostních průtoků jednotlivými trubkami se poměrně dobře shodují s daty obdrženy klasickou cestou. Díky tomu se i výsledné hodnoty RSD liší jen nepatrně (viz tab. 6.2). Naopak tlaková ztráta predikovaná simulačním nástrojem (Turek et al., 2016) je o více než 50 % vyšší.

Vliv výpočetní sítě – počtu buněk napříč průměrem trubek, N – na výsledné hodnoty hmotnostních průtoků byl vyhodnocován pomocí relativní chyby. Vztažné hodnoty tvořila data získaná ze simulací v programu ANSYS Fluent. Z grafu na obr. 6.4 je patrné, že s vyšším počtem buněk, N , napříč průměrem trubky se zvyšuje přesnost řešení, resp. shoda s výsledky získanými pomocí klasického CFD (zmenšuje se rel. chyba hmotnostních průtoků). V tomto případě byly analyzovány pouze modely s výpočetními sítěmi o $N \leq 3$. Vyšší počet buněk s sebou přináší i vyšší výpočetní nároky, což odporuje základnímu požadavku na co nejkratší výpočetní čas (Turek et al., 2016).

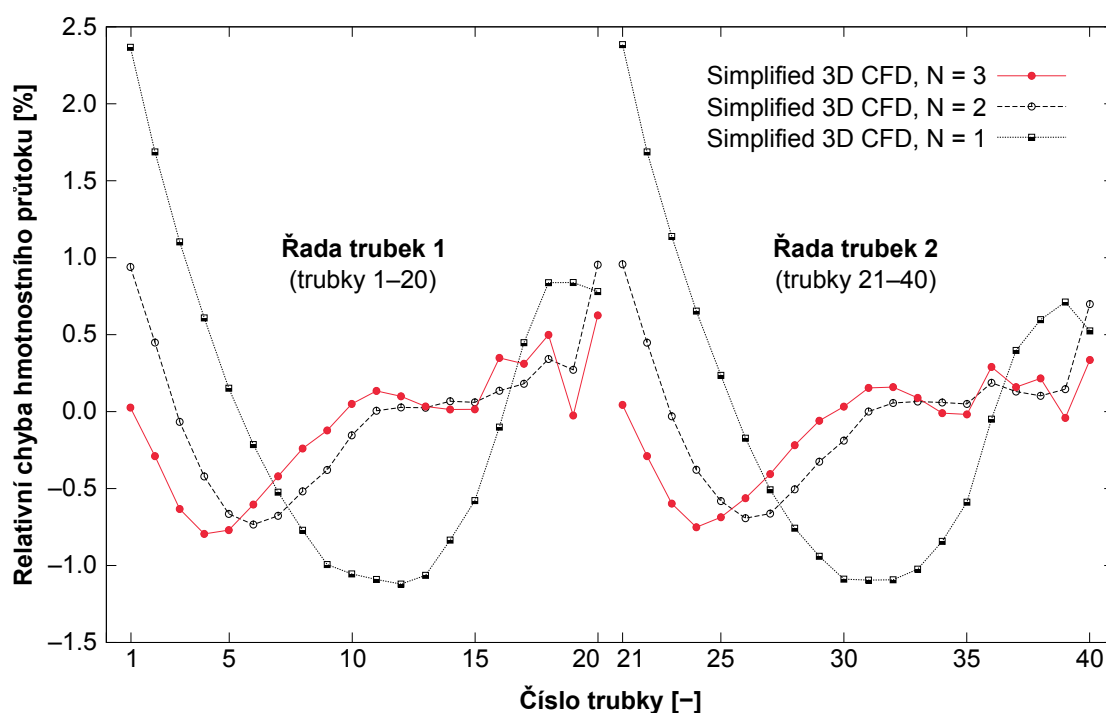
U distribučního systému II došlo k výrazným změnám základní geometrie ID 05 – trubky byly zkráceny na délku 0,5 m a rozteče mezi nimi zmenšeny na minimum (viz tab. 6.1). Cílem úpravy roztečí bylo dosáhnout co nejhustějšího svazku. Stejně jako u prvního systému i zde byla použita voda coby pracovní látka (hmotnostní průtok $1 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$). V tab. 6.3 jsou shrnuty výsledky tlaků (na



Obrázek 6.3. Hmotnostní průtok jednotlivými trubkami distribučního systému I; výpočetní síť zjednodušeného 3D CFD modelu byla typu 1×1 (převzato z Turek et al., 2016)

Tabulka 6.2. Výsledky simulací proudění vody v distribučním systému I

	Simulační nástroj (stacionární výpočet)	Fluent (nestacionární výpočet)
Hmotnostní průtok, $\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$		2,0
Tlak, Pa		
– na vstupní ploše	105 654,0	104 180,2
– na výstupní ploše	101 325,0	101 325,0
– tlaková ztráta	4 329,0	2 855,2
Teplota, $^{\circ}\text{C}$		26,85
RSD, %	19,7	19,8


Obrázek 6.4. Srovnání relativních chyb hmotnostních průtoků u distribučního systému I; data získaná pomocí zjednodušeného 3D CFD modelu vztažena k výsledkům obdržným z nestacionární simulace proudění v programu ANSYS Fluent (převzato z Turek et al., 2016)

vstupní ploše, výstupní ploše a jejich difference), teploty a nerovnoměrnosti distribuce toku (RSD). Simulační nástroj (Turek et al., 2016) predikoval u tohoto speciálního systému mírně lepší distribuci média (nižší RSD), avšak předpokládaná tlaková ztráta je výrazně vyšší – téměř o 80 %. Přestože zjištění tlakové ztráty není primárním cílem představené aplikace, jak zdůrazňují Turek et al. (2016), tento rozdíl oproti výsledkům získaným pomocí klasického CFD modelu vytváří prostor pro případná zlepšení. Na obr. 6.5 (Turek et al., 2016) je zobrazeno srovnání hmotnostních průtoků jednotlivými trubkami, které byly vypočítány pomocí zjednodušeného 3D CFD modelu (s výpočetní sítí typu 1×1) a klasické CFD analýzy. Nejvýraznější rozdíly průtoků byly pozorovány u třetí řady trubek, naopak poměrně dobrou shodu dat vykazovaly krajní řady 1 a 5.

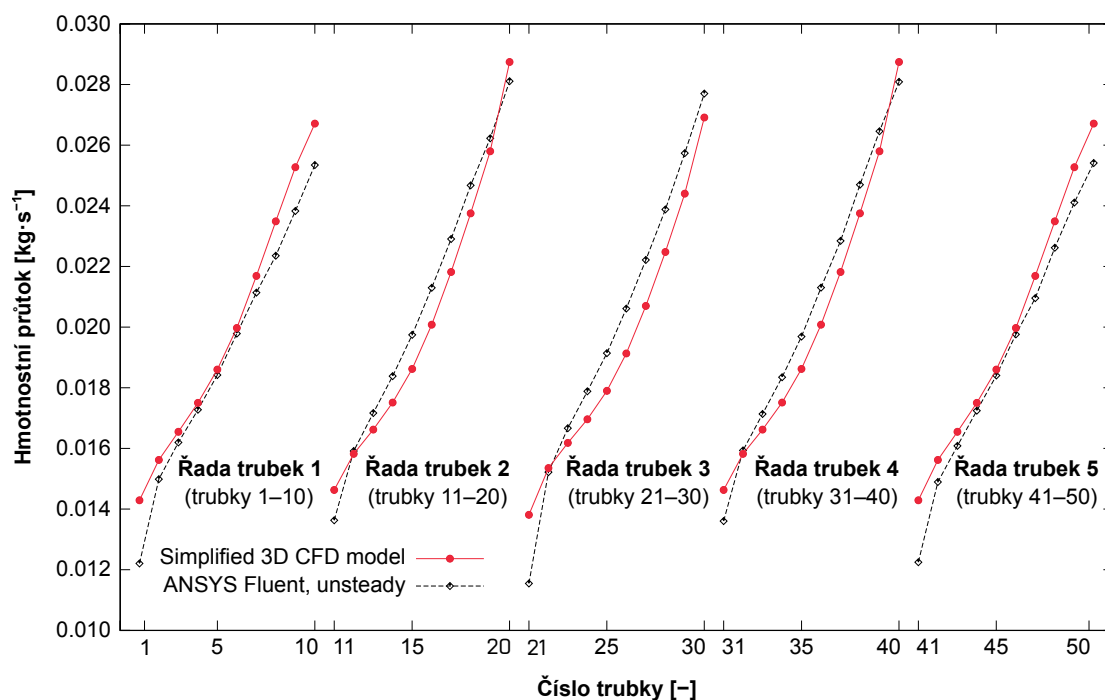
Chování distribučního systému III bylo simulováno nestacionárně nejen v případě klasického CFD, ale i při použití zjednodušeného 3D CFD modelu. Na rozdíl od předcházejících výpočtů bylo modelováno proudění vzduchu o hmotnostním průtoku $0,4 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$. Relativní odchylky průtoků jednotlivými trubkami byly u systému III podobné velikosti jako u systémů I a II, které byly zmíněny dříve. Údaje o distribuci toku (RSD) a tlacích shrnuje tabulka 6.4. Z uvedených dat vyplývá, že při použití výpočetní sítě o $N = 3$ byly rozdíly mezi výsledky zjednodušeného modelu a klasického CFD poměrně malé. RSD vypočítaná v aplikaci (Turek et al., 2016) byla mírně vyšší – 2,559 % – v porovnání s RSD predikovanou výpočty v ANSYS Fluent, která činila 2,483 %. Tlaková ztráta zjištěná pomocí představeného simulačního nástroje se u tohoto systému lišila pouze o 12 % oproti hodnotě zjištěné pomocí klasického CFD.

Tabulka 6.3. Výsledky simulací proudění vody v distribučním systému II

	Simulační nástroj (stacionární výpočet)	Fluent (nestacionární výpočet)
Hmotnostní průtok, $\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$	1,0	
Tlak, Pa		
– na vstupní ploše	101 702,8	101 538,3
– na výstupní ploše	101 325,0	101 325,0
– tlaková ztráta	377,8	213,3
Teplota, $^{\circ}\text{C}$	26,85	
RSD, %	20,8	21,9

Tabulka 6.4. Výsledky nestacionárních simulací chování systému III při hmotnostním průtoku vzduchu $0,4 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$

	Sim. nástroj (sít 1×1)	Sim. nástroj (sít 2×2)	Sim. nástroj (sít 3×3)	Fluent
Tlak, Pa				
– na vstupní ploše	125 000,0	125 200,0	123 600,0	121 157,4
– na výstupní ploše	101 325,0	101 325,0	101 325,0	101 325,0
– tlaková ztráta	23 675,0	23 875,0	22 275,0	19 832,4
RSD, %	2,640	3,468	2,559	2,483



Obrázek 6.5. Hmotnostní průtok jednotlivými trubkami distribučního systému II; výpočetní síť zjednodušeného 3D CFD modelu byla typu 1×1 (převzato z Turek et al., 2016)

Výsledky simulací v aplikaci (Turek et al., 2016) jsou velmi slibné, především z hlediska krátkých výpočetních časů. Přesnost predikované nerovnoměrnosti distribuce toku v porovnání s klasickým CFD je přijatelná už při použití výpočetní sítě typu 1×1 , u modelů se sítí 3×3 jsou rozdíly obou metod minimální. Prostor ke zlepšení však skýtá predikce tlakové ztráty, ačkoliv její přesný výpočet není hlavním cílem tohoto simulačního nástroje. Z prezentovaných analýz distribučních systémů lze označit za přijatelnou pouze predikci tlakové ztráty v systému III.

Závěr

Hlavním cílem této práce bylo vyhodnocení nerovnoměrnosti distribuce toku v paralelních distribučních systémech s hustými svazky trubek. V první fázi byly porovnány různé metody výpočtu distribučních kritérií. Sledována byla především reakce kritérií na extrémní jevy (hmotnostní průtok blížící se nule, zpětný tok). Zvolené kritérium pro výpočet nerovnoměrnosti distribuce toku (RSD) vychází z definice variačního koeficientu.

Celkem bylo vytvořeno 65 modelů distribučních systémů pro CFD simulace adiabatického (s modelovaným nulovým tepelným tokem) proudění vzduchu, resp. vody v programu ANSYS Fluent. Jednotlivé systémy se lišily především svým uspořádáním, počtem trubek a jejich rozložením ve svazku. Pro navazující analýzy byly použity výsledky nestacionárních simulací kvůli nestabilnímu proudění v distribučních systémech. Zkoumán byl vliv tří skupin parametrů na RSD a tlakovou ztrátu – uspořádání systému, parametry trubkového svazku (počet trubek, počet korigovaných řad a rozložení trubek) a provozní parametry (typ média a hmotnostní průtok, resp. Reynoldsovo číslo v trubkách).

Z výsledků analýz vyplývá, že zcela dominantní vliv na distribuci toku má již samotné uspořádání systému – paralelní obrácené („U“), paralelní („Z“) a se vstupním kanálem v zákrytu s trubkami („T“). Dle předpokladů (Gandhi et al., 2012) byla distribuce toku nejrovnoměrnější u U-uspořádání. Tok v systémech s uspořádáním „T“ a „Z“ byl výrazně nerovnoměrnější, přičemž nejvyšší střední hodnota RSD byla dosažena u Z-uspořádání. Z hlediska tlakových ztrát nebyl mezi uspořádáními statisticky významný rozdíl na hladině 5 %.

U analýz vlivu počtu trubek na tlakovou ztrátu musel být zahrnut vliv uspořádání a média, ve všech případech s rostoucím počtem trubek rostla i tlaková ztráta. Opačný trend byl u RSD, avšak použití nástrojů matematické statistiky není zcela korektní, neboť nebyly splněny předpoklady, za kterých jsou odvozeny (normalita reziduí). Vliv počtu korigovaných řad na tlakovou ztrátu a RSD byl právě opačný – s rostoucím počtem řad tlaková ztráta rostla, zatímco RSD klesala (dle předpokladů, které udává Fialová, 2015). Nejrovnoměrnější distribuce toku byla pozorována u rozložení trubek prostřídane volně („45°“). Systémy s trubkami v zákrytu („90°“) vykazovaly vysoké hodnoty RSD, podobně jako v práci (Fialová, 2015).

Z hlediska vlivu hmotnostního průtoku na distribuci toku nebyl potvrzen předpoklad, který ve své práci uvedli Gandhi et al. (2012), tedy že s rostoucím hmotnostním průtokem obecně roste i RSD. Po eliminaci vlivu geometrie, tj. použití pouze dat ze systémů ID 01, byla zamítnuta hypotéza závislosti RSD na hmotnostním průtoku či Reynoldsově čísle v trubkách. Rozdíl mezi daty ze systémů s vodou nebo vzduchem coby pracovní látkou nebyl statisticky významný při intervalu spolehlivosti 95 %. Naopak u tlakové ztráty je rozdíl mezi oběma médii statisticky významný. U tlakové ztráty se nedostatek datových bodů u hmotnostních průtoků 20–25 kg·s⁻¹ projevil lokálním pokle-

sem regresní funkce, přestože by měla růst s druhou mocninou průtoku (dle Darcyho-Weisbachova vztahu pro výpočet tlakové ztráty, Δp , na str. 40).

U tří vybraných distribučních systémů posloužily výsledky klasických CFD simulací pro porovnání s údaji získanými pomocí aplikace (Turek et al., 2016) využívající zjednodušený 3D CFD model. Přesnost predikované nerovnoměrnosti distribuce toku v porovnání s daty z klasického modelování je přijatelná už při použití výpočetní sítě typu 1×1 . Při použití sítě 3×3 jsou rozdíly hodnot RSD obou přístupů minimální. Predikce tlakové ztráty, která byla v krajním případě téměř o 80 % vyšší, poskytuje prostor ke zlepšení, přestože její přesný výpočet není hlavním účelem této aplikace. Naopak velmi slibné jsou výpočetní časy tohoto simulačního nástroje. Stacionární výpočty 3D úloh využívající klasický CFD software ANSYS Fluent trvaly řádově jednotky hodin, nestacionární simulace potom jednotky až desítky dnů při současném využití až 16 CPU jader. Při použití zjednodušeného 3D CFD modelu trvaly stacionární simulace jednotky vteřin až minut.

Analýzy chování distribučních systémů potvrdily většinu předpokladů. Použití matematické statistiky však často naráželo na malou velikost statistického souboru. Pro důkladnější analýzy vlivu parametrů trubkového svazku by bylo vhodné doplnit především modely s rozložením trubek „45°“. Z hlediska průtoku byly limity dostupných dat patrné nejjasněji – nefyzikálním poklesem pravého konce křivky závislosti tlakové ztráty na hmotnostním průtokem. Při případném doplnění souboru distribučních systémů by také mohly být zahrnuty další parametry, např. průměr trubek nebo změna roztečí a tím i hustoty svazku. Co se týče dalšího vývoje zjednodušeného CFD modelu, který byl porovnáván s klasickým CFD přístupem, je nutné prověřit výsledky simulací dalších distribučních systémů a především zlepšit predikci tlakových ztrát.

Poděkování

Tato práce vznikla za podpory a na přístrojovém vybavení NETME Centre, regionálního výzkumného a vývojového centra vybudovaného z finančních prostředků Operačního programu Výzkum a vývoj pro inovace v rámci projektu NETME Centre (Nové technologie pro strojírenství), reg. č. CZ.1.05/2.1.00/01.0002, a podporovaného v navazující fázi udržitelnosti prostřednictvím projektu NETME CENTRE PLUS, reg. č. LO1202, za finančního přispění Ministerstva školství, mládeže a tělovýchovy v rámci účelové podpory Národního programu udržitelnosti I.

Acknowledgement

This thesis has been produced with support and using research equipment of NETME Centre, a regional research and development centre built with financial support from the Operational Programme Research and Development for Innovations within the project NETME Centre (New Technologies for Mechanical Engineering), Reg. No. CZ.1.05/2.1.00/01.0002, and in the follow-up sustainability stage financially supported through NETME CENTRE PLUS, Reg. No. LO1202, by the Ministry of Education, Youth and Sports under the National Sustainability Programme I.

Seznam zdrojů

- Acrivos, A., Babcock, B.D., & Pigford, R.L. 1959. Flow distributions in manifolds. *Chemical Engineering Science*, **10**(1), 112–124.
- Alfa Laval. 2017. *Alfa Laval Olmi air cooled heat exchangers*. <www.alfalaval.com> [cit. 2017-04-17].
- Anbumeenakshi, C., & Thansekhar, M.R. 2016. Experimental investigation of header shape and inlet configuration on flow maldistribution in microchannel. *Experimental Thermal and Fluid Science*, **75**, 156–161.
- ANSYS Inc. 2016a. *ANSYS Fluent Theory Guide, Release 17.2*. ANSYS, Inc., Canonsburg, PA, USA.
- ANSYS Inc. 2016b. *ANSYS Fluent User's Guide, Release 17.2*. ANSYS, Inc., Canonsburg, PA, USA.
- ANSYS Inc. 2016c. *ANSYS Workbench, Release 17.2, Help System*. ANSYS, Inc., Canonsburg, PA, USA.
- Bava, F., & Furbo, S. 2016. A numerical model for pressure drop and flow distribution in a solar collector with U-connected absorber pipes. *Solar Energy*, **134**, 264–272.
- Blevins, R. 2003. *Applied Fluid Dynamics Handbook, reprinted and corrected edition*. Malabar, FL, USA: Krieger Publishing Company.
- Facão, J. 2016. Optimization of flow distribution in flat plate solar thermal collectors with riser and header arrangements. *Solar Energy*, **120**, 104–112.
- Fialová, D. 2015. *Analýza distribuce toku v systémech s hustými svazky trubek*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Bakalářská práce. Vedoucí práce Vojtěch Turek.
- Galindo-García, I.F., Vázquez-Barragán, A.K., & Rossano-Román, M. 2014. CFD simulations of heat recovery steam generators including tube banks. In: *Proceedings of the ASME 2014 Power Conference, July 28–31, Baltimore, MD, USA*. Paper No. POWER2014-32261, DOI: 10.1115/POWER2014-32261.
- Gandhi, M.S., Ganguli, A.A., Joshi, J.B., & Vijayan, P.K. 2012. CFD simulation for steam distribution in header and tube assemblies. *Chemical Engineering Research and Design*, **90**(4), 487–506.
- General Electric. 2015. *Heat recovery steam generators (HRSG)*. <alstomenergy.gepower.com> [cit. 2016-04-20].
- Hájek, J. 2008. *Modelování s využitím CFD – I*. Studijní materiál pro 2. stupeň magisterského studia.
- Jiao, A., Zhang, R., & Jeong, S. 2003. Experimental investigation of header configuration on flow maldistribution in plate-fin heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, **23**(10), 1235–1246.

- Khaled, M., Ramadan, M., Shaito, A., Hage, H.E., Harambat, F., & Peerhossaini, H. 2016. Parametric analysis of heat exchanger thermal performance in complex geometries—effect of air velocity and water flow distributions. *Heat Transfer Engineering*, **37**(12), 1027–1037.
- Kumaran, R. Manikanda, Kumaraguruparan, G., & Sornakumar, T. 2013. Experimental and numerical studies of header design and inlet/outlet configurations on flow maldistribution in parallel micro-channels. *Applied Thermal Engineering*, **58**(1–2), 205–216.
- Lalot, S., Florent, P., Lang, S.K., & Bergles, A.E. 1999. Flow maldistribution in heat exchangers. *Applied Thermal Engineering*, **19**(8), 847–863.
- Matheswaran, M.M., Karthikeyan, S., & Kumar, N. Rajiv. 2016. Flow distribution analysis in a heat exchanger with different header configurations. *ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences*, **11**(5), 2812–2817.
- Minitab Inc. 2016. *Minitab Statistical Software, Release 17*. Minitab Inc., State College, PA, USA.
- Mohammadi, K., & Malayeri, M.R. 2013. Parametric study of gross flow maldistribution in a single-pass shell and tube heat exchanger in turbulent regime. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, **44**, 14–27.
- Osley, W.G., Drögemüller, P., Ellerby, P., & Gibbard, I. 2014. Computational fluid dynamics investigation of air cooled heat exchangers. *Chemical Engineering Transactions*, **39**, 1351–1356.
- Pigford, R.L., Ashraf, M., & Miron, Y.D. 1983. Flow distribution in piping manifolds. *Ind. Eng. Chem. Fundamen.*, **22**(4), 463–471.
- Pustylnik, L., Barnea, D., & Taitel, Y. 2010. Adiabatic flow distribution of gas and liquid in parallel pipes—effect of additional restrictions. *Chemical Engineering Science*, **65**(8), 2552–2557.
- Serth, R.W., & Lestina, T.G. 2014. *Process Heat Transfer - Principles, Applications and Rules of Thumb (2nd Edition)*. Waltham, MA, USA: Academic Press.
- Stehlík, P. 2011. Conventional versus specific types of heat exchangers in the case of polluted flue gas as the process fluid – a review. *Applied Thermal Engineering*, **31**(1), 1–13.
- Stevanovic, V., Cucuz, S., Carl-Meissner, W., Maslovaric, B., & Prica, S. 2012. A numerical investigation of the refrigerant maldistribution from a header towards parallel channels in an evaporator of automotive air conditioning system. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, **55**(13–14), 3335–3343.
- Turek, V., Hájek, J., Jegla, Z., & Stehlík, P. 2011. Optimum design of fluid distribution systems in heat exchangers. *Asia-Pacific Journal of Chemical Engineering*, **6**(5), 750–759.
- Turek, V., Bělohradský, P., & Jegla, Z. 2012. Geometry optimization of a gas preheater inlet region – a case study. *Chemical Engineering Transactions*, **29**, 1339–1344.
- Turek, V., Fialová, D., Jegla, Z., & Kilkovský, B. 2015. Efficient 2D model of flow distribution in dense tube bundles. *Chemical Engineering Transactions*, **45**, 1177–1182.
- Turek, V., Fialová, D., & Jegla, Z. 2016. Efficient flow modelling in equipment containing porous elements. *Chemical Engineering Transactions*, **52**, 487–492.

- Viesel Apparatebau GmbH. 2017. *Geradrohr-Wärmetauscher von Viesel*. <www.viesel.de> [cit. 2017-04-17].
- Wei, M., Fan, Y., Luo, L., & Flamant, G. 2015. CFD-based evolutionary algorithm for the realization of target fluid flow distribution among parallel channels. *Chemical Engineering Research and Design*, **100**, 341–352.
- Wei, M., Boutin, G., Fan, Y., & Luo, L. 2016. Numerical and experimental investigation on the realization of target flow distribution among parallel mini-channels. *Chemical Engineering Research and Design*, **113**, 74–84.
- Zhang, Z., & Li, Y.Z. 2003. CFD simulation on inlet configuration of plate-fin heat exchangers. *Cryogenics*, **43**(12), 673–678.

Seznam použitých symbolů a zkratek

A	teplosměnná plocha, průtočná plocha, m^2
α	hladina významnosti, %
CFL	Courantovo číslo, –
C_{\max}	maximální doporučená hodnota Courantova čísla, –
d	průměr trubky, m
d_1	vnitřní průměr trubky, m
d_h	hydraulický průměr, m
DC	poměr největšího a nejmenšího bezrozměrného obj. průtoku (<i>Division Criterion</i>), –
DF	kritérium nerovnoměrnosti toku (<i>Deviation Factor</i>), –
δ	RSD (variační koeficient), kritérium nerovnoměrnosti distribuce toku, %
$\Delta\dot{m}$	kritérium nerovnoměrnosti distribuce toku, –
Δt	časový krok, s
ΔT	střední teplotní rozdíl, $^{\circ}C$
Δp	tlaková ztráta, Pa
Δx	délka buňky ve směru rychlosti u , m
ε	rychlost disipace kinetické energie turbulence, $m^2 \cdot s^{-3}$
E_t	míra nerovnoměrnosti toku v trubkách, %
Φ	kritérium nerovnoměrnosti distribuce toku, –
H	výška distributoru (kolektoru), m
k	kinetická energie turbulence, $m^2 \cdot s^{-2}$
l_{tc}	střední délka hrany buňky, m
L	délka trubkovnice, m
L_{in}	délka vstupního objemu, m
L_{out}	délka výstupního objemu, m
L_t	délka trubek, m
λ	třecí ztrátový součinitel, –
\dot{m}	hmotnostní průtok, $kg \cdot s^{-1}$
\dot{m}_{avg}	průměrný hmotnostní průtok jednou větví (trubkou), $kg \cdot s^{-1}$
\dot{m}_i	hmotnostní průtok i tou větví (trubkou), $kg \cdot s^{-1}$
\dot{m}_{id}	ideální hmotnostní průtok jednou větví (trubkou), $kg \cdot s^{-1}$
\dot{m}_{in}	hmotnostní průtok na vstupu, $kg \cdot s^{-1}$
\dot{m}_{out}	hmotnostní průtok na výstupu, $kg \cdot s^{-1}$
μ	dynamická viskozita, Pa·s
N	počet větví (trubek) distribučního systému, počet buněk napříč průměrem trubky, –
p_{in}	tlak na vstupu (v distributoru), Pa
p_{out}	tlak na výstupu (v kolektoru), Pa
\dot{Q}	tepelný výkon, W

R^2	koeficient determinace, %
R_l	počet trubek po délce trubkovnice (v jedné řadě), –
R_w	počet řad trubek po šířce trubkovnice, –
R'_w	korigovaný počet řad trubek po šířce trubkovnice, –
Re	Reynoldsovo číslo, –
Re_t	Reynoldsovo číslo v trubkách, –
ρ	hustota média, $\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$
s_l	podélná rozteč trubek, m
s_w	příčná rozteč trubek, m
S	rychlostní kritérium nerovnoměrnosti distribuce toku, –
S'	rychlostní kritérium nerovnoměrnosti distribuce toku, –
T_{in}	teplota na vstupu, $^{\circ}\text{C}$
T_{out}	teplota na vstupu, $^{\circ}\text{C}$
u	rychlost proudění tekutiny, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
u_{avg}	průměrná velikost rychlosti v jedné větvi (trubce), $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
u_i	velikost rychlosti v i té větvi (trubce), $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
u_T	třetí rychlost proudění média na nejbližší stěně, $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
U	celkový koeficient prostupu tepla, $\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
\dot{V}	celkový objemový průtok, $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$
\dot{V}_i	objemový průtok i tou větvi (trubkou), $\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$
\dot{V}'_i	bezrozměrný objemový průtok i tou větvi (trubkou), –
W	šířka trubkovnice, m
y	vzdálenost centroidu stěnové buňky od nejbližší stěny, m
y^+	bezrozměrná vzdálenost od stěny, –
ANOVA	<i>Analysis of Variance</i> (analýza rozptylů)
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i> (výpočetní dynamika tekutin)
CPU	<i>Central Processing Unit</i> (centrální procesorová jednotka)
HRSG	<i>Heat Recovery Steam Generator</i> (kotel na odpadní teplo)
ID	identifikační číslo geometrie (modelu)
RSD	<i>Relative Standard Deviation</i> (kritérium nerovnoměrnosti distribuce toku)
SIMPLE	<i>Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations</i>
SIMPLEC	<i>Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations Consistent</i>